

TJ
475
L54
UC-NRLF
B 3 756 611
CAL
CES
ARY

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES ET ANALYTIQUES SUR LES MACHINES À VAPEUR.

VÉRIFICATION D'UNE SÉRIE D'ESSAIS

SUR UNE

MACHINE DE WOOLF

PAR

G. LELOUTRE,

Ingénieur civil.



PARIS,

LIBRAIRIE GÉNÉRALE DES SCIENCES, ARTS ET MANUFACTURES

BERNARD TIGNOL,

ANCIENNE MAISON ASSELIN ET TAPIN,

45, Quai des Grands-Augustins,

1885.

hommage de l'auteur,
Leloutre
Paris, 18 Mars 18..

RECHERCHES EXPÉRIMENTALES ET ANALYTIQUES SUR LES MACHINES A VAPEUR.

VÉRIFICATION D'UNE SÉRIE D'ESSAIS

SUR UNE

MACHINE DE WOOLF

PAR G. LELOUTRE,

Ingénieur civil.

Dans une publication récente, j'ai insisté sur l'exactitude remarquable qu'offrent les données expérimentales d'un essai de machine à vapeur (1). A vrai dire, je n'ai jamais douté de l'exactitude de ces données. Dans ces vingt dernières années, j'ai entrepris un certain nombre d'essais dont plusieurs ont duré pendant huit jours consécutifs. Quand on a passé bien des journées dans le local d'une chaudière ou d'une machine à vapeur, depuis deux heures du matin jusqu'à huit ou neuf heures du soir, et que l'on s'est appliqué énergiquement à trouver la vérité, on est peu disposé à admettre des erreurs capables de fausser les conclusions de recherches aussi pénibles.

Il y a une douzaine d'années, j'ai tâché de tirer, de données

(1) Voir notre Étude ayant pour titre : Du degré d'exactitude des données d'observation d'un essai de machine à vapeur; réponse à M. Hirn. Paris, 1884.

incomplètes dont je disposais pour trois de mes essais, ce que je considérais alors comme des résultats assez approchés ; mais j'ai toujours pensé qu'il est possible de mieux faire. J'ai recommencé la discussion de mes expériences, et suis arrivé à des contrôles sérieux pour l'eau entraînée et l'état physique de la vapeur saturée ou surchauffée dans les boîtes de distribution ; puis, j'ai apporté quelques corrections indispensables à certaines valeurs essentielles.

Je vais établir des contrôles d'un autre genre et qui me préoccupent depuis longtemps. Ces vérifications auront d'autant plus de poids que je les ferai sur des essais auxquels je suis resté étranger.

Certaines de ces vérifications conduisent à des résultats qui ne laissent absolument rien à désirer ; d'autres seraient dans le même cas, si j'avais pu trouver tous les renseignements voulus pour le calcul de quelques valeurs importantes.

Je parle ici d'une double série d'essais sur une puissante machine de Woolf, entrepris par feu Hallauer et publiés dans le bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, avril, mai et juin 1878.

Ce qui m'intéresse surtout dans ces recherches, c'est la question de l'eau entraînée et celle des fuites de vapeur par les pistons ; quoique les essais que je vais discuter soient incomplets, j'ai pu déterminer très approximativement quelques valeurs qui n'ont pas été relevées, puis, j'ai pu soumettre les résultats d'observation à une vérification générale.

Pour commencer, je ne m'attacherai qu'aux expériences des 20-21 juin 1876 et 21-22 juin 1877.

Ce qui frappera le lecteur attentif, à la lecture du compte-rendu de ces expériences, c'est que la pression, $p = 51670^{kgr.}$ par m^2, dans les chaudières, doit avoir été identiquement la même pour ces deux essais, faits à un an d'intervalle. La même coïncidence a lieu pour la pression $p_0 = 38250^{kgr.}$, à la fin de l'admission dans le petit cylindre. Il y a là évidemment erreur, ou peut-être l'auteur aura voulu abréger les calculs, en adoptant la même valeur pour deux nombres, probablement peu différents l'un de l'autre. Quant à la pression p_0, je suis étonné de ce genre de simplification ; et quant à la

pression p, dans la chaudière (1), je sais qu'on n'y a jamais attaché beaucoup d'importance, car on ne la trouve pas toujours dans les données d'observations qui ont été publiées en Alsace.

La pression p a pour moi une importance capitale, ainsi que la pression p'', dans les boîtes de distribution; mais cette dernière ne figure dans aucun des essais publiés.

J'ai à faire une observation de même ordre au sujet du nombre de tours par minute de la machine.

Les 20-21 juin 1876, le nombre de tours était égal à 25 par minute, et en 1877, le nombre de révolutions était 25,2; ces nombres ne me paraissent également pas suffisamment approchés. Enfin j'ai trouvé un assez grand nombre de fautes de calcul; je me suis borné à les corriger, aux endroits où j'avais suffisamment de renseignements pour le faire.

Je vais immédiatement faire ressortir les chiffres de l'eau entraînée; les voici :

5 % pour l'essai des 20-21 juin 1876.
2,9 % pour celui des 21-22 juin 1877.

Il est même dit formellement que ces proportions d'eau vésiculaire sont celles qui ont été constatées *à la sortie des chaudières*. La raison donnée au sujet de la différence entre les deux proportions 5 % et 2,9 % est exposée page 237 du bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, avril, mai et juin 1878 :

« Les chaudières qui produisent cette vapeur, munies d'un » réchauffeur ou *économiser Green*, avaient $1^m,140$ de diamètre, » 3 bouilleurs de $0^m,500$ et seulement 6 mètres de long, lors des » premiers essais de 1876; depuis, elles ont été rallongées de

(1) $p = 51670^{kgr}$ par m^2 représente *exactement* la pression qui correspond à 5^{atm}. On n'a très certainement pas appliqué aux chaudières un manomètre à mercure et à air libre. C'est probablement avec un manomètre métallique ancien que la pression dans les générateurs a été relevée, puisque la graduation parait être exprimée en atmosphères. Dans ces conditions, la valeur $p = 51670^{kgr}$ laisserait un peu à désirer; il est vrai qu'une erreur de p aurait beaucoup moins d'importance qu'une erreur égale dans $p_0 = 38250^{kgr}$.

» 3 mètres et portées à 9 mètres, pour la seconde série d'essais de
» 1877 ; ce changement a augmenté le rendement de 6 °/₀ environ.
» Si nous mentionnons cette modification, c'est qu'elle a une petite
» influence sur la proportion d'eau entraînée par la vapeur ; évaluée
» pour l'essai des 20 et 21 juin 1876 à 0$^{kgr.}$,0417 par coup de piston,
» soit 5 °/₀ de la consommation, elle n'est plus que de 0$^{kgr.}$,0238 ou
» 2,9 °/₀ les 21 et 22 juin 1877 ; cette eau entraînée a diminué lors-
» que le volume des générateurs a augmenté ; ce fait que des géné-
» rateurs d'un volume suffisant ne donnent qu'un entraînement
» d'eau de 2 °/₀ à 3 °/₀, lorsqu'avec des dimensions moindres, on
» peut avoir jusqu'à 5 °/₀ et 6 °/₀, a déjà été consigné dans nos bul-
» letins ; il vient, comme on le voit, introduire un élément pertur-
» bateur dans l'évaluation comparative des moteurs ; aussi ai-je
» été conduit à prendre pour unité de comparaison définitive le
» nombre de calories consommées par cheval absolu et par heure,
» ou, ce qui est la même chose, ce que l'on peut plus facilement
» saisir, le poids de vapeur saturée sèche, produite à la pression de
» la chaudière qui représente ce nombre de calories, etc. ».

J'ai déjà fait, avant 1874, une distinction entre les proportions d'eau vésiculaire à la sortie des chaudières et à l'entrée des cylindres (1), et j'avais même déjà entrepris, à cette époque, quelques recherches spéciales sur l'eau arrachée à la masse d'eau en ébullition dans les chaudières ; plus tard, j'ai eu connaissance des résultats d'expériences de M. Vinçotte (2). Etant ainsi fixé, j'ai repris mes recherches théoriques, en apportant plus de rigueur dans mes calculs, et c'est ainsi que je suis arrivé, par des équations de thermodynamique, aux mêmes conclusions que le savant expérimentateur que je viens de citer, c'est-à-dire que la vapeur, à la sortie de nos chaudières industrielles, en marche courante, n'entraîne absolument pas d'eau. Ce résultat n'aurait pourtant eu aucune importance pour

(1) Voir bulletin de la Société industrielle du Nord de la France, à Lille, Mars 1874.

(2) Voir le compte-rendu des séances du 3ᵉ Congrès des Ingénieurs en chef des propriétaires d'appareils à vapeur, tenu à Paris, les 7, 8, 9 Juillet 1878.

mes recherches nouvelles sur les machines à vapeur, si je n'avais réussi à établir et à vérifier par mon essai du 25 août 1870, l'équation :

$$1 - \frac{n''}{M} = \frac{2\rho - \rho'' + \frac{q - q''}{2}}{\frac{n''}{n}\left(\rho - 0{,}3955\,(t - t'')\right)} \qquad \text{(I)}^{(1)}$$

qui permet de trouver la proportion d'eau, *dite entraînée*, ou plutôt *condensée* dans la tuyauterie, en fonction des températures t et t'' dans la chaudière et un endroit quelconque des tuyaux.

Je suis donc tenu de déclarer ici que, dans les expériences sur la machine de Woolf que je vais examiner plus loin, la vapeur à la sortie des générateurs qui alimentaient cette machine, était *sèche*, aussi bien les 21-22 juin 1877, qu'en 1876, alors que ces générateurs n'avaient pas encore été augmentés de longueur, de surface et de volume, et que les deux proportions d'eau entraînée, 2,9 °/₀ et 5 °/₀, doivent être ramenées à zéro. Enfin, la comparaison faite, par l'auteur de ces essais, en réduisant la consommation de vapeur *humide*, à la sortie des chaudières, à de la vapeur *sèche*, calorifiquement équivalente, est non seulement inutile, mais repose sur des idées, condamnées par l'expérience et la théorie.

C'est là une observation très précise qui a son importance.

Je veux immédiatement en faire une autre.

L'auteur de ces essais transporte les deux proportions d'eau vésiculaire, 5 °/₀ et 2,9 °/₀, telles qu'elles sont, dans le cylindre, sans tenir compte du refroidissement subi par la vapeur depuis l'extrémité de la batterie de chaudières jusqu'à l'entrée de l'enveloppe. Cette manière d'opérer repose sur une erreur d'autant plus frappante que l'auteur tient compte du refroidissement de l'enveloppe du cylindre, refroidissement qui, d'après une expérience directe, s'élève à une perte de chaleur de $a = 7$ calories. Pourtant, la sur-

(1) Voir : Recherches expérimentales et analytiques sur les machines à vapeur; détermination de l'eau entrainée par une méthode thermométrique.

face rayonnante de toute la tuyauterie est certainement plus considérable que celle de l'enveloppe elle même, et se trouve dans de moins bonnes conditions de protection contre les pertes extérieures. Les tuyaux d'arrivée de vapeur sont généralement bien moins protégés que les enveloppes qui, entourées, presque partout, d'une bande de feutre très épais, sont recouvertes par deux garnitures de douves en bois. Ayant constaté une perte de 7 calories pour l'enveloppe seule, on pouvait s'attendre à une autre de 15 ou 20 calories pour la tuyauterie. Mais alors, pourquoi tenir compte d'un refroidissement de 7 calories, quand on en néglige un autre qui est peut-être 2 ou 3 fois plus considérable ?

Je n'ai pu trouver, dans le compte-rendu de ces essais, aucun renseignement sur la méthode employée pour déterminer les deux proportions d'eau entraînée, 5 % et 2,9 %, ni sur les opérations qui ont conduit à ces deux résultats. A-t-on employé un petit calorimètre ? Cela me paraît peu probable, puisque le poids d'eau injectée dans le condenseur a été relevé, ainsi que les températures de cette eau à son entrée dans le condenseur et dans la bâche où cette eau a été recueillie.

Cette question sera vite tranchée.

En effet, considérant notre équation complète de l'eau entraînée:

$$M\lambda'' - x'' r'' = (M' - M)(\theta_n - \theta_0) + M\theta_n + M'\varepsilon - A(M' - M)\frac{p_a - p'_0}{\Delta} + AF_1 + \Sigma N. \quad (V)$$ (1)

L'auteur des essais des 20-21 juin 1876 n'a certainement pas tenu compte des corrections relatives aux deux termes $+ M'\varepsilon$ et $- A(M' - M)\frac{p_a - p'_0}{\Delta}$ et dans $\Sigma N = a + a_1 - b - b_1$ il n'a considéré que $a = 7$ calories, en négligeant $a_1 - b - B - b_1$; car il existe, dans la machine de Woolf qui nous occupe, trois pistons ; celui du petit cylindre, celui du grand et enfin celui de la pompe à air, qui

(1) Voir nos deux Mémoires : « Recherches expérimentales et analytiques sur les machines à vapeur; Détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique », et « du Degré d'exactitude des données d'observation d'un essai de machine à vapeur; réponse à M. Hirn. »

tous produisent, par leurs frottements, une petite quantité de chaleur que l'on doit retrouver dans le condenseur, de sorte que l'eau entraînée a dû être déterminée par :

$$M\lambda'' - x''r'' = (M' - M)(\theta_n - \theta_0) + M\theta_n + AF_1 + a$$

ou $$x'' = \frac{M\lambda'' - (M' - M)(\theta_n - \theta_0) - M\theta_n - AF_1 - a}{r''}$$

Mais il reste à tenir compte de la chaleur emportée par l'eau condensée m_e', dans l'enveloppe et soutirée par le robinet purgeur; si nous supposons, avec l'auteur de ces essais, que la température dans l'enveloppe est la même que dans les chaudières, la chaleur ainsi enlevée, au détriment de celle que l'on doit retrouver dans le condenseur, est égale à $m_e'q$; puis, le poids d'eau m_e', qui a passé par le purgeur, vient en déduction du 3e terme $M\theta_n$, du numérateur; ce terme devient donc $(M - m_e')\,q$, tandis que le premier, $M\lambda''$ conserve sa valeur ; rappelons encore ici que, dans tous le cours de ses calculs, l'auteur ne tient aucun compte de la chute de température et de pression entre les générateurs et l'enveloppe, de sorte qu'en opérant comme il l'a fait lui-même, nous devons écrire la formule précédente comme suit :

$$x = \frac{M\lambda - (M' - M)(\theta_n - \theta_0) - (M - m'_e)\,\theta_n - AF_1 - a - m'_e\,q}{r}$$

et en introduisant les valeurs particulières, telles qu'elles sont données dans le bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse, avril, mai et juin 1878,

$$x = \frac{545.197 - 424.64 - 24.84 - 52.27 - 7 - 10.50}{499.19} = \frac{25.947}{499,19} =$$

$$x = 0^{kgr},0519.$$

et $$\frac{x}{M} = \frac{0.0519}{0.8351} = 6,2\ \%,$$ au lieu de

$x = 0^{kgr}0417$, et $\frac{x}{M} = 5\ \%$ que l'on trouve dans le bulletin cité.

Il est facile de voir que cette valeur de *n* est un maximum.

C'est peut-être ainsi que *n* a été déterminé sauf une petite erreur dans le calcul ; peu importe, ce n'est ni 5 °/₀ ni 6 °/₀ d'eau entraînée que l'on doit trouver dans la chaudière, mais de la vapeur parfaitement sèche, à la condition que l'on fasse intervenir toutes les corrections. Pour les raisons développées plus haut, je poserai catégoriquement $n = o$, et nous verrons que c'est le seul moyen de redresser un essai qui, sans cela, reposerait sur des à peu près, des erreurs manifestes et conduirait à des conclusions erronées.

ESSAIS DES 21-22 JUIN 1876.

DÉTERMINATION ET VÉRIFICATION DE L'EAU ENTRAINÉE.

Nous allons donc chercher la quantité d'eau entraînée n'', dans la boîte à tiroir du petit cylindre ; puis, nous démontrerons, au moyen de l'équation (I), que cette quantité répond réellement à de la vapeur parfaitement sèche, à la sortie des chaudières, et enfin, nous calculerons le refroidissement subi par la vapeur dans la tuyauterie.

Appelons t'' la température du mélange de vapeur et d'eau dans la boîte de distribution ; cette valeur n'a été relevée pour aucun des essais de 1876 et 1877. Fort heureusement, nous pourrons la déterminer avec beaucoup d'exactitude, grâce à d'anciennes observations personnelles que nous avons eu l'occasion de faire, il y a 18 ans, et dont nous parlerons tout à l'heure.

Si nous avions à analyser un essai de machine sans chemise de vapeur, c'est l'équation (V), plus haut, qui nous donnerait n'' ; mais pour une machine à enveloppe, cette équation exige, avant tout, une modification spéciale.

En effet, nous venons de voir qu'il s'est condensé dans l'enveloppe

un poids de vapeur m_0', retiré par le robinet purgeur ; cette condensation a eu lieu sous une certaine pression p_0', qui n'est pas donnée non plus dans le compte-rendu de l'essai, mais que nous déterminerons plus loin. La vapeur, en traversant l'enveloppe, a donc perdu $m_0' r_0'$ calories ; c'est une perte réelle pour la vapeur, mais n'en est pas une pour la machine et le condenseur, si ce n'est par $a = 7$ calories, comprises dans $m_0' r_0'$, et qui ont été enlevées par le refroidissement externe de l'enveloppe.

La chaleur disponible dans la boîte de distribution, soit :

$$(M - m_0') \lambda'' - n_0'' r'' = M_0 \lambda'' - n_0'' r'',$$

n'a donc pas à fournir toute la chaleur représentée par le second membre de l'équation (V.), mais une quantité plus petite de $m_0' r_0'$; $a = 7^{\text{cal.}}$ étant compris dans ΣN, nous écrirons donc l'équation comme suit :

$$M_0 \lambda'' - n_0'' r'' = (M' - M_0)(\theta_n - \theta_0) + M_0 \theta_n + M' \varepsilon - A (M' - M_0) \frac{p_a - p'_c}{\Delta} + \Sigma N - m_0' r_0'. \quad (V.)^{bis}$$

Un certain nombre des valeurs qui entrent dans cette équation ne sont pas données dans le compte-rendu de l'essai des 20-21 juin 1876 ; nous allons les déterminer.

La pression p'', dans la boîte de distribution, est inconnue. Voici comment nous la trouverons :

Il y a 18 ans, j'ai relevé, pendant plusieurs heures, un grand nombre de diagrammes sur une des machines de Woolf de l'établissement de MM. N. Schlumberger et C° à Guebwiller. Cette machine est de même construction que celle dont nous nous occupons ici, mais de dimensions un peu moindres :

Diamètre du petit piston, $d = 0^m,450$; Course du petit piston, $c = 1^m,490$.
Diamètre du grand piston, $D = 0^m.890$; Course du grand piston, $C = 2^m,000$.

La machine faisait 23 tours par minute.

Tandis que pour la machine dont nous examinons ici l'essai des 20-21 juin 1876, nous trouvons dans le bulletin cité de la Société industrielle de Mulhouse :

$$d = 0^{m},550 ; \quad c = 1^{m},415$$
$$D = 1^{m},200 ; \quad C = 2^{m},000$$

et 25 tours par minute.

Nos diagrammes, pris sur la machine de MM. N. Schlumberger et Ce, ont été relevés par séries de 3 : l'un au haut du petit cylindre, l'autre sur la boîte de distribution et le troisième sur le tuyau de communication entre l'enveloppe et la boîte à tiroir, et à $0^{m},200$ du couvercle de cette boîte. Voici, en outre, les précautions prises : Dans la nuit qui précéda le jour de ces essais, on démonta le papillon-régulateur placé entre l'enveloppe et la boîte de distribution, et pendant toute la journée de nos expériences, c'est par la manœuvre du robinet, établi en avant de la machine, que la vitesse de régime du moteur fut à peu près maintenue. Enfin, les trois diagrammes d'une même série furent relevés, sinon simultanément, mais du moins dans l'intervalle de 30 à 35 secondes, c'est-à-dire dans un laps de temps durant lequel on pouvait considérer la pression dans la chaudière comme invariable ; le chauffeur reçut d'ailleurs l'ordre, avant chaque prise de diagrammes, de maintenir, le plus possible, la pression constante.

Par la comparaison des pressions successives et correspondantes dans le tuyau d'arrivée de vapeur, la boîte de distribution et l'intérieur du cylindre, nous avons pu constater les résultats suivants :

La perte de pression entre le tuyau d'arrivée et l'intérieur du cylindre, n'a jamais atteint 1/12 d'atmosphère ; entre le tuyau et la boîte à tiroir, la perte de charge est beaucoup plus faible.

Ajoutons encore que le diamètre intérieur du tuyau d'arrivée de vapeur est de 92^{mm} qui correspond à une section transversale de $66^{cm^2},48$, et que les lumières d'admission du petit cylindre ont 62^{mm} de hauteur sur 160^{mm} de longueur ou une section de $99^{cm^2},20$, pour une surface de petit piston $\frac{\pi d^2}{4} = 1590^{cm^2},43$, et qu'entre le dos du

tiroir et le couvercle de la boîte de distribution existe un passage rectangulaire de $45^{mm}/260$, dans lequel le tuyau d'arrivée de vapeur débouche à angle vif, par un trou circulaire de 120^{mm} de diamètre.

Disons encore que cette machine admet la vapeur pendant toute la course du petit piston, et que la pression, au milieu de la course, est d'environ 2/3 d'atmosphère inférieure à celle que l'on constate à l'origine ou à l'ordonnée y_1 des diagrammes. A partir du milieu de la course, la pression se relève graduellement pour atteindre 1/4 à 1/3 d'atmosphère de plus qu'au milieu. Les mêmes variations de pressions ont lieu parallèlement dans la boîte à tiroir et dans le tuyau.

. Dans la machine qui nous occupe, nous pouvons donc admettre une différence de pression d'environ 1/10 d'atmosphère entre l'enveloppe et le cylindre; quand même nous ferions à ce sujet une erreur de 1/20 ou de 1/15 d'atmosphère, cette erreur n'aurait qu'une influence inappréciable dans les recherches que nous poursuivons. Mais de cette faible différence de pression et de température entre la vapeur de l'enveloppe et celle du cylindre, il résulte que les condensations dans le petit cylindre doivent être extrêmement faibles, surtout quand l'admission a lieu pendant les 9/10 de la course du petit piston. Pour la même raison, il ne peut passer une quantité de chaleur considérable de l'enveloppe dans le petit cylindre pendant l'admission. Certes, les chiffres des essais que nous allons analyser, conduisent à des condensations assez sérieuses, mais nous ferons voir que ces condensations ne sont qu'apparentes et qu'elles doivent être diminuées de toute la valeur des fuites par le petit piston pendant l'admission.

La pression p_0, au commencement de la détente dans le petit cylindre, c'est-à-dire aux 9/10 de la course, est donnée dans le compte-rendu de l'essai des 20-21 juin 1876, soit $p_0 = 3^{kgr.},8250$ par ctm^2; nous y reviendrons. Pour le moment, c'est la pression p'', dans la boîte de distribution, qu'il nous faudrait, et cette dernière n'est indiquée nulle part. Mais, par nos anciennes observations personnelles dont nous venons de parler, nous pouvons déterminer p'' avec beaucoup d'exactitude; nous avons vu, en effet, que la

perte de charge entre la boîte à tiroir et le petit cylindre, en un point quelconque de la course, n'atteint jamais 1/12 d'atmosphère.

Si donc nous ajoutons $^1/_{12}$ 10334 à $p_0 = 38250$ kilogr., nous aurons la valeur très approchée de la tension de la vapeur dans la boîte de distribution pour les 9/10 de la course; mais ce n'est pas cette pression qui nous intéresse, et qui est compliquée de l'influence de la puissance vive de la vapeur et des fuites par le piston, c'est plutôt le maximum de pression, c'est-à-dire celle qui correspond au moment où la vitesse du piston, et par suite celle de la vapeur elle-même, est à peu près nulle, ce qui a lieu au commencement de la course, à l'ordonnee y_1.

Cette pression p_1, dans le cylindre, n'est pas donnée non plus dans le compte-rendu de l'essai; faute d'autres renseignements, nous la déterminerons par l'ordonné y_1, du diagramme moyen, reproduit, planche II du bulletin d'avril, mai et juin 1878. A $p_0 = 38250^{kgr.}$ par mètre, correspond une ordonnée y_0 de $151^{mm},5$, et pour p_1, nous trouvons par une mesure directe, $y_1 = 172^{mm},5$, donc :

$$p_1 = \frac{p_0\, y_1}{y_0} = \frac{38250 \times 172.5}{151.5} = 43552^{kgr.} \text{ par } m^2.$$

Si nous ajoutons 1/12 d'atmosphère, soit $\frac{10334}{12} = 861^{kgr.}$, nous aurons pour le maximum de pression dans la boîte de distribution :

$$p'' = p_1 + 861 = 43552 + 861 = 44413^{kgr.} \text{ par } m^2.$$

Pour éviter de longs calculs, nous prendrons le nombre peu différent, $p'' = 44436^{kgr.},2$, (1) qui se trouve dans les tables de M. Zeuner, et pour lequel on peut copier, sans autre calcul, les valeurs suivantes :

(1) Il est inutile de dire ici que, pour un essai qui offrirait plus de garanties d'exactitude que celui dont je m'occupe ici, il conviendrait de calculer les valeurs correspondantes aux pressions réelles.

Pression moyenne dans la boîte de distribution : $= 44436^{kgr},2$

$t'' = 146°,61$; $q'' = 147^{cal},985$; $\rho'' = 459^{cal}.431$;

$Ap''u'' = 43^{cal},799$; $u'' = 0^{m3},4179$; $\gamma'' = 2,3871$; $\lambda'' = 651^{cal},216$;

$r'' = 503^{cal},231$;

La résolution de l'équation $(V)^{bis}$ exige encore la pression p_0' de la vapeur dans l'enveloppe. Cette pression varie avec celle du cylindre, mais comme il s'agit surtout de condensations dans l'enveloppe, nous devons considérer la pression finale sous laquelle la vapeur s'y condense, et ainsi que nous l'avons dit, cette pression est égale à p_0 augmentée d'environ 1/10 d'atmosphère, soit :

$p_0' = p_0 + {}^1/_{10}\ 10334 = 38250 + 1033,4 = 39283^{kgr},4$ par mètre carré.

Pour éviter encore ici de longs calculs, nous prendrons le nombre peu différent $39269^{kgr}.,2$, des tables de M. Zeuner, et nous aurons ainsi :

$p_0' = 39269^{kgr}.,2$; $t_0' = 142°,15$; $q_0' = 143°,416$; $\rho_0' = 462^{cal},959$;
$A\,p_0'u_0' = 43^{cal},480$; $u_0' = 0^{m3},4695$; $\lambda_0' = 649^{cal},856$; $r_0' = 506^{cal},440$.

Au sujet des pressions p'' et p_0', nous rappelons qu'une petite erreur sur ces valeurs, est sans influence sur l'eau entraînée que nous cherchons, et pour la détermination de laquelle il faut certaines autres quantités qui entrent dans l'équation $(V)^{bis}$.

Dans le bulletin cité de la Société Industrielle de Mulhouse, sont indiqués des chiffres d'observation qui conduisent à :

$$(M'-M_0) = 28^{kgr},3096 ;\ \theta_n = 32,°4 ;$$
$$\theta_0 = 17°,4 ; (M'-M_0)(\theta_n-\theta_0) = 28,3096\ (32,4-17,4) = 424^{cal},644 ;$$
$$M_0 = M - m'_0 = 0^{kgr},8350 - 0^{kgr}0683 = 0^{kgr},7667 ;$$
$$M' = (M'-M_0) + M_0 = 29^{kgr},0763 ;\ F_1 = 22223^{kgrmètres} ;$$
$$AF_1 = \frac{22223}{424} = 52^{cal},413 ;\ m_0'r_0' = 0,0683 \times 506,440 = 34^{cal},590.$$

Reste à trouver ou à compléter les 3 termes :

$$+ M'\varepsilon, \; - A(M'-M)\frac{p_a - p_c'}{\Delta} \text{ et } \Sigma N$$

dont l'auteur de cet essai n'a pas tenu compte.

Le premier terme $+ M'\varepsilon$ représente le nombre de calories perdues par l'eau du condenseur, depuis la pompe à air jusque dans la bâche où cette eau a été recueillie ; en d'autres mots, ε représente la petite chute de température de l'eau entre le condenseur et la bâche; ε n'a pas été relevé pendant l'essai. Nous trouverons une valeur très approchée de cette quantité, au moyen de notre essai à vapeur surchauffée du 30 septembre 1870, pour lequel nous avons obtenu $\varepsilon = + 0^\circ,20$, la température de l'eau rejetée par la pompe à air étant de $30^\circ, 91$.

Il est certain que, dans l'essai de la machine de Woolf, la bâche dans laquelle l'eau de condensation a été recueillie, n'a pu être plus rapprochée du condenseur que dans la machine à vapeur surchauffée du Logelbach, de sorte que pour la température finale, $\theta_n = 32^\circ 4$, de l'essai des 20-21 juin 1876, nous pouvons également admettre $\varepsilon = 0^\circ 20$, et

$$M'\varepsilon = 29^{kgr},0763 \times 0^\circ, 20 = 5^{cal},815.$$

Pour le terme $- A(M'-M_0)\frac{p_a - p_c'}{\Delta}$, nous trouvons dans le bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse, avril, mai et juin 1878, page 253, $p_c' = 0^{kgr}.2140$ par Ct^{me}, donc :

$$A(M'-M_0)\frac{p_a - p_c'}{\Delta} = -\frac{1}{424}\, 28.3096\, \frac{10334 - 2140}{1000} = 0^{cal},547.$$

Reste à compléter le terme Σ N.

Dans nos essais sur la machine du Logelbach, nous avons posé :

$$\Sigma N = a + a_1 - b - b_1$$

$a = 1^{cal.},85$ est le refroidissement externe du cylindre par coup de piston.

$a_1 = 1^{cal.}$ celui du gros tuyau d'échappement au condenseur.
$b = 0^{cal.},5$ la chaleur rendue par le frottement du piston de la machine.
et $b_1 = 0^{cal.},5$ celle qui est rendue par le frottement du piston de la pompe à air.

Ces valeurs, déterminées par des expériences spéciales, ont été vérifiées, non seulement en bloc, mais encore en détail, par de nombreux contrôles, dans une étude que nous publierons sous peu ; nous avons les plus fortes raisons de croire qu'elles sont aussi approchées que possible.

Dans les machines de Woolf il y a un piston de plus que dans la machine du Logelbach, et, ainsi qu'il a été dit plus haut, nous devons poser ici :

$$\Sigma N = a + a_1 - b - B - b_1,$$

B représentant la chaleur rendue par le frottement du grand piston de $D = 1^m,200$ et de $C = 2^m,000$.

$a = 7$ calories est donné dans le compte-rendu des essais, mais les autres valeurs $+ a_1 - b - B - b_1$ ont été négligées.

Quant à a_1 ou le refroidissement du tuyau d'échappement au condenseur qui, dans la machine de Woolf est plus gros et plus long que dans la machine du Logelbach, nous admettrons $a_1 = 1^{cal.},2$.

Pour déterminer approximativement la chaleur rendue par les 3 pistons de la machine de Woolf, au moyen de nos valeurs expérimentales, vérifiées par la machine du Logelbach, nous supposerons que les frottements des pistons sont proportionnels aux produits de leur diamètre par la course.

Dans la machine du Logelbach :

$$D\,C = 0^m,605 \times 1^m,702 = 1,030,$$

et dans la machine de Woolf :

Petit piston : $d\,c = 0^m550 \times 1,415 = 0,778.$
Grand piston : $D\,C = 1^m200 \times 2,000 = 2,400.$

Pour la machine du Logelbach nous avons trouvé $b = 0^{cal.}5$, donc nous aurons pour le petit piston de la machine de Woolf :

$$b = 0.5 \frac{0.778}{1.030} = 0^{cal},38$$

et pour le grand

$$B = 0.5 \frac{2.400}{1.030} = 1^{cal},17$$

Comme les dimensions de la pompe à air ne sont pas indiquées dans le compte-rendu de l'essai de la machine de Woolf, mais qu'elles sont certainement un peu supérieures à celles de la pompe à air de la machine du Logelbach, nous poserons :

$$b_1 = 0^{cal},65$$

De sorte que la valeur très approchée de ΣN devient, pour la machine de Woolf.

$$\Sigma N = a + a_1 - b - B - b_1 = 7 + 1.2 - 0.38 - 1.17 - 0,65 = 6^{cal},00 \text{ environ.}$$

Toutes les valeurs qui entrent dans l'équation $(V)^{bis.}$ étant maintenant connues, nous aurons :

$$M_0 \lambda'' - n_0'' r'' = (M' - M_0)\ (\theta_n - \theta_0) + M_0\, \theta_n + M' \epsilon - A\,(M' - M_0) \frac{p_n - p'_c}{\Delta} + AF_1 + \Sigma N - m_0\, r_0'. \quad (V)^{bis}$$

$$M_0 \lambda'' - n_0'' r'' = 424,644 + 24,841 + 5,815 - 0,547 + 52,413 + 6 - 34,590$$

$$M_0 \lambda'' - n_0'' r'' = 478^{cal},576,$$

$$n_0'' = \frac{M_0\, \lambda'' - 478,576}{r''} = \frac{499,287 - 478,576}{503,231}$$

$$n_0'' = 0^{kgr}041156 \text{ d'eau entraînée par course.}$$

et $$\frac{n_0''}{M_0} = \frac{0,041156}{0,7667} = 5\ \%_0,37$$

Ainsi nous trouvons 5 %,37 d'eau entraînée *dans la boîte de distribution*, soit $n_0'' = 0^{kgr}\cdot 041156$, au lieu de 5 %, ou $n = 0^{kgr}\cdot 0417$ à *la sortie des chaudières,* chiffres donnés par l'auteur de l'essai.

Je me trouve, ici, en présence d'une question extrêmement grave, et de la plus haute importance pour l'analyse de n'importe quel essai de machine à vapeur.

Si mon affirmation au sujet de *la parfaite siccité de la vapeur à la sortie des chaudières* est fondée, et si la formule (I). que j'ai établie dans mon mémoire sur la détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique, est théoriquement et pratiquement exacte, je suis tenu de justifier, par l'équation (I), le résultat $n_0'' = 0^{kgr}, 041156$, que l'équation (V) bis m'a donné.

Pour cette vérification essentielle, nous avons besoin des éléments calorimétriques qui se rapportent à la pression, p=51670^{kgr} par mètre carré, dans les chaudières.

Nous les réunissons ci-dessous ; ils sont extraits des tables de M. Zeuner.

Pression moyenne dans les chaudières : $p = 51670^{kgr}$;

$$t = 152^{o},22 ; \quad q = 153^{cal},741 ; \quad \rho = 454^{cal},994 ;$$

$$A p u = 44^{cal},192 ; \quad u = 0^{m3},3626 ; \quad \lambda = 652,927 ; \quad r = 499^{cal},186.$$

et l'équation (I) devient :

$$1 - \frac{n''}{M} = \frac{2\rho - \rho'' + \frac{q - q''}{2}}{\frac{u''}{u}\left(\rho - 0,3955\,(t - t'')\right)} = \frac{2 \times 454,994 - 459.431 + \frac{153,741 - 147,985}{2}}{\frac{0,4179}{0,3626}\left((454,994 - 0,3955\,(152,22 - 146,61)\right)}$$

$$1 - \frac{n''}{M} = 0,86894.$$

$$\frac{n''}{M} = 0,13106, \text{ soit } 13\ \%,11 \text{ d'eau entraînée.}$$

et $$n'' = 0,13106\ M = 0,13107 \times 0^{kgr}8350$$

$$n'' = 0^{kgr}109435,$$

au lieu de $n_0'' = 0^{kgr}\,041156$ que nous avons trouvé par l'équation $(V)^{bis}$; mais rappelons-nous qu'il a été enlevé, par le robinet purgeur de l'enveloppe, un poids d'eau *condensée* $m_e' = 0^{kgr},0683$; il ne peut donc exister dans la boîte à tiroir du petit cylindre qu'une quantité d'eau :

$$n_0'' = n'' - m_e' = 0^{kgr},109435 - 0^{kgr}0683 = 0^{kgr},041135,$$

au lieu de $n_0'' = 0^{kgr},\,041156$ donné par l'équation $(V)^{bis}$.

Le rapprochement de ces deux chiffres de n_0'', déduits de valeurs expérimentales qui n'ont absolument rien de commun, si ce n'est t'', ne laisse rien à désirer, et ici, comme pour notre essai du 25 août 1870, l'équation (I) est parfaitement vérifiée ; il est prouvé de nouveau, et par des expériences auxquelles je suis resté complètement étranger, que la vapeur, à la sortie des chaudières, est réellement sèche ; les essais des 21-22 Juin 1877 que nous examinerons plus loin, conduisent au même résultat (1).

Certes, quelques-unes des valeurs par lesquelles j'ai dû compléter ces essais des 20-21 Juin 1876, ne peuvent présenter toute l'exactitude que j'aurais voulu apporter à cette étude, mais le lecteur bienveillant voudra bien reconnaître que, ne trouvant pas dans le compte-rendu du bulletin de la société industrielle de Mulhouse, toutes les données pour la vérification de l'eau entraînée et l'analyse de l'influence de l'enveloppe, j'ai dû recourir à d'anciennes observations personnelles pour en déduire des chiffres au moyen desquels j'ai pu rétablir ce qui manque; toutefois, en présence de la vérification presque mathématique de n'' par n_0'', les valeurs par lesquelles j'ai complété les données dont je pouvais disposer, doi-

(1) Au sujet de l'équation (I), il m'a été fait une objection que voici : cette équation n'est pas générale et ne pourra jamais servir à déterminer l'eau entraînée dans une tuyauterie munie d'un extracteur qui enlève tout ou partie de cette eau. Si ces lignes tombent sous les yeux de la personne qui a ainsi critiqué l'équation (I), elle voudra bien convenir qu'il y a réellement un extracteur dans la conduite dont il s'agit ici : c'est le robinet-purgeur de l'enveloppe. Je réponds donc à l'objection par la vérification ci-dessus et par celle qui suit, page 27, sans compter une troisième, déjà ancienne, qui est exposée dans mon mémoire sur la détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique.

vent être bien près de la vérité, d'autant plus qu'elles seront vérifiées de nouveau par l'essai des 21-22 Juin 1877 que j'examinerai un peu plus loin.

Sachant que la vapeur des chaudières est parfaitement sèche, et connaissant la proportion d'eau condensée, *présente* dans la boîte à tiroir du petit cylindre, il sera facile de se rendre compte du nombre de calories que la vapeur a perdues par suite du rayonnement de la tuyauterie.

Mais auparavant je tiens à faire une observation au sujet de la méthode que l'auteur de ces essais a pu employer pour calculer la proportion d'eau entraînée $\frac{n_0''}{M}$.

J'ai dit plus haut, page 6, qu'il me paraît peu probable que n_0'' ait été déterminé au moyen d'un petit calorimètre; cependant, à la suite d'une lecture attentive de tout ce qui se rapporte à cette valeur n_0'', dans le bulletin de la société industrielle de Mulhouse, je crois que la proportion d'eau entraînée a été déterminée à la *sortie de la chaudière*, au moyen d'un petit calorimètre, sinon on ne comprendrait pas la signification des *vérifications de la consonmation*, pages 239,240 et 360. Ce seraient des vérifications d'identités. En effet, les raisonnements de la page 240 peuvent être exprimés par notre équation $(V)^{bis}$, qui est celle de l'eau entraînée, déduite des observations sur l'eau du condenseur. L'absence de renseignements précis, dans le bulletin cité, au sujet d'une question aussi importante, est certainement très regrettable.

CALCUL DE LA CHALEUR PERDUE PAR LE RAYONNEMENT DE LA TUYAUTERIE.

Représentons par Q'' la perte totale de chaleur, comprenant le rayonnement de la tuyauterie, de l'enveloppe, du tuyau de communication et des parois de la boîte à tiroir et la chaleur cédée aux cylindres. Au lieu de retirer, par le robinet-purgeur, $m_e' = 0^{kgr},0683$ d'eau condensée, maintenons cette eau dans l'enveloppe, au moins,

pendant une course de piston ; nous aurons ainsi, dans l'enveloppe et la boîte de distribution, un total de $n'' = 0^{kgr},109435$ ou 13 %,11 d'eau *dite entraînée*, au lieu de $n_0'' = 0^{kgr},041135$ qui accompagne la vapeur dans la boîte.

Cela posé, nous dirons que la perte de chaleur Q″ est égale à la différence des chaleurs disponibles dans les chaudières et la boîte à tiroir du petit cylindre, ou :

$$Q'' = M\lambda - M\lambda'' + n_0'' r'' + (n'' - n_0'') r_0'$$

mais comme $r'' = 503^{cal},231$ et $r_0' = 506^{cal},440$ diffèrent très-peu entre eux, nous pouvons poser plus simplement :

$$Q'' = M\lambda - M\lambda'' + n'' r''.$$

$$Q'' = 0,8350 \times 652,927 - 0,8350 \times 651,216 + 0,109435 \times 503,231$$

$$Q'' = 56^{cal},500$$

Ce nombre Q″ comprend toutes les pertes de chaleur entre les chaudières et la boîte de distribution, y compris celle que subit la vapeur de l'enveloppe par la cession de $m_0' r_0' = 34^{cal},590$ à l'intérieur des deux cylindres et à l'extérieur de l'enveloppe. Le refroidissement externe seul ne s'élève donc qu'à :

$$Q'' - (m_0' r_0' - a) = 56,500 - 34,590 + 7$$
$$= 28^{cal},910$$

Le refroidissement de la tuyauterie seule, jusqu'à l'entrée de l'enveloppe est égale à :

$$Q' = 28,910 - 7 = 21^{cal},910.$$

Et, ainsi qu'il était facile de le prévoir, cette quantité n'est pas du tout négligeable.

C'est précisément Q″ qui est capable de ramener la vapeur *sèche* des chaudières à de la vapeur *humide*, à 13 %,11 d'eau condensée dans la boîte de distribution et l'enveloppe, ou à environ 5 % d'eau entraî-

née dans la chaudière, suivant le bulletin de la Société industrielle de Mulhouse ; je dirai même qu'en opérant comme l'auteur de ces essais l'a fait, c'est-à-dire en négligeant les $Q'' = 56^{cal.},500 - 7^{cal.} = 49^{cal.},500$, il devait nécessairement arriver *à peu près* au résultat final, ou $n_0'' = 0^{kgr.},041135$; mais au point de vue du raisonnement et de la théorie de la machine à vapeur, cette manière de procéder est absolument incorrecte.

On vient de voir que nous considérons, au même titre, l'eau déposée dans l'enveloppe et celle qui se condense dans la tuyauterie; on est peut être plus disposé à donner le nom d'eau entraînée à cette dernière. Dans la somme totale d'eau condensée, il peut fort bien se trouver une petite proportion d'eau vésiculaire, sous forme le brouillard ; mais la majeure partie de l'eau est à l'état liquide, qu'elle provienne de la condensation dans la tuyauterie ou de celle qui est précipitée dans l'enveloppe ; en d'autres mots, l'eau entraînée ou condensée dans la tuyauterie provient de la même cause que celle qui est formée dans l'enveloppe ; on peut donc dire que si cette dernière se dépose en grande partie, on ne voit pas pourquoi il n'en serait pas de même de la première. Mais l'eau condensée progressivement dans les tuyaux est réellement arrachée et *entraînée* par le vif courant de vapeur et entre à l'état de *poussière d'eau*, très divisée, dans l'enveloppe qu'elle ne fait, en quelque sorte, que traverser, tandis que dans l'enveloppe, où il existe, en certains endroits, surtout sous le petit cylindre, de grands espaces dans lesquels règne un repos relatif, l'eau condensée peut former des gouttes et couler le long des parois pour se réunir au fond. Il y aurait ici à développer une discussion trés délicate au sujet de n_0'' et de m_e'. Nous pourrions dire que, si m_e' ne représentait pas exactement l'eau condensée contre les parois des cylindres et de l'enveloppe, la vérification de n_0'' n'aurait jamais eu lieu par l'équation (I) ; mais, comme nous ne tenons nullement à être accusé de faire une pétition de principe, à propos de cette vérification, nous dirons que l'équation (I) n'a pas besoin d'être vérifiée par l'essai des 20-21 juin 1876, par la raison fort simple qu'elle est contrôlée, depuis longtemps, par notre propre essai

du 25 août 1870 (1) ; d'ailleurs, il s'est condensé dans la tuyauterie et l'enveloppe une certaine quantité de vapeur $n'' = 0^{kgr.},109435$, et il a été extrait, par le robinet-purgeur, $m_e' = 0^{kgr.},0683$; la différence $n'' - m_e'$ passera dans le cylindre ; que l'on donne à $n'' - m_e'' = n_0''$ tel nom que l'on voudra : qu'on l'appelle eau entraînée, eau condensée, ou eau vésiculaire, toujours est-il que $n'' - m_e' = n_0''$ est le restant de la vapeur condensée qui n'a pas été extraite par le purgeur. Cela posé, il est permis d'appuyer une démonstration sur l'équation (I), pour établir que l'eau entraînée doit nécessairement traverser, d'une façon, en quelque sorte inerte, toute l'enveloppe, sauf différence de température $t' - t''$, qui se traduirait par une soustraction de chaleur $n'(q' - q'')$, n' étant la proportion d'eau à quelques centimètres, dans le tuyau, en amont de l'enveloppe (2). Il suffirait de calculer, par l'équation (I), *l'eau entraînée* à l'entrée même de l'enveloppe ; il faudrait pour cela la température t' ou la pression p' en ce point. Or, cette pression, ainsi que nous l'avons dit, est variable pendant toute la durée de l'admission dans le petit cylindre ; mais on ne peut dire que cette pression p' différera très peu du maximum de p'' qui existe, au commencement de la course, dans la boîte à tiroir, car il y a une soustraction de chaleur très considérable de $m_e' r_0' = 34^{cal.},590$, de sorte qu'à une petite distance de l'enveloppe, on doit trouver, dans la tuyauterie, une pression p', beaucoup plus élevée que dans la boîte de distribution ; on voit, par les chiffres $p = 51670^{kgr.}$, dans la chaudière, et $p'' = 44463^{kgr.}$, dans la boîte à tiroir, qu'il y a effectivement une marge considérable.

Pour moi, cette question est résolue, mais j'avoue que j'aurais été heureux de pouvoir vérifier, au moyen de l'équation (I) et de la température t', prise à quelques centimètres en amont de l'enveloppe, si la proportion d'eau vésiculaire est réellement égale à celle que nous avons trouvée dans la boîte à tiroir, ou plutôt un peu inférieure.

(1) Voir : Détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique.

(2) Voir plus loin la note au bas de la page 39.

Si cette température, en amont de l'enveloppe, avait été observée pendant l'essai des 20-21 juin 1876, la question que nous venons d'examiner serait vite résolue.

Mais je n'ai pas besoin de cette vérification pour affirmer que l'eau condensée $m'_e = 0^{kgr.},0683$, qui a été enlevée par le robinet purgeur, n'est pas égale à l'eau entraînée, enlevée de la chaudière, ainsi que cela a été dit et discuté, il y a 15 ou 20 ans.

Nous pourrions maintenant passer à la vérification de l'étanchéité du petit piston ; mais il nous faudrait quelques valeurs qui, dans cet essai des 20-21 juin 1876, ne sont pas indiquées dans le compte-rendu, ou bien ne sont pas suffisamment exactes, mais que nous pouvons trouver, dans d'assez bonnes conditions, dans l'essai des 21-22 juin 1876, que nous allons examiner.

ESSAIS des 21-22 JUIN 1877.

EAU ENTRAINÉE.

Dans ces essais de 1877, les conditions de marche de la machine sont à peu près les mêmes que dans ceux de 1876, sauf modification de la distribution du grand cylindre et une très forte compression dans le petit.

Nous nous bornerons à réunir, ici, les données expérimentales dont nous avons besoin pour l'étude de ces essais, et nous entrerons dans quelques détails au sujet de certaines valeurs, par lesquelles nous avons dû compléter les renseignements fournis par le compte-rendu du bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, avril, mai, et juin 1878:

Pression dans les chaudières, égale à celle des essais de 1876, soit $p = 51670^{kgr.}$ par mètre^2 ; voir les valeurs correspondantes, page 17, plus haut.

Consommation de vapeur, estimée à la sortie de la chaudière, M = 0kgr.,8156.

Eau entraînée *à la sortie des chaudières*, n = 0kgr.,0238 (?) ou 2 %,90 (?).

Poids de vapeur condensée et retirée de l'enveloppe, m_e' = 0kgr.0794.

Pression initiale p_1, dans le petit cylindre, à l'ordonnée y_1; cette pression est déduite, ici, comme dans l'essai précédent, de l'ordonnée y_1 = 174mm,5 (diagramme, planche III du bulletin cité) et de l'ordonnée y_0 = 151mm,5, à laquelle correspond, comme dans le premier essai, une pression p_0 = 38250kgr.; nous aurons ainsi :

$$p_1 = \frac{p_0 y_1}{y_2} = \frac{38250 \times 174.5}{151.5} = 44057^{\text{kgr}} \text{ par mètre}^2.$$

Pour trouver la pression moyenne p'', dans la boîte de distribution, nous opérerons comme plus haut, en posant $p'' = p_1 + 884.2$; le nombre 884.2 étant la différence entre p_1 et p'' dans l'essai de 1876.

Nous aurons donc, en nous plaçant exactement dans les conditions de la page 12 :

$$p'' = 44057 + 884.2 = 44941^{\text{kgr}} \text{ par mètre carré.}$$

Comme aucun des chiffres des tables de M. Zeuner ne s'approche suffisamment de cette pression, nous avons dû calculer les valeurs suivantes, par la formule de Roche à trois constantes (1).

Pression dans la boîte à tiroir du petit cylindre : p'' = 44941kgr.;

$$p''^{\text{atm}} = 4{,}34885\,;\ \ t'' = 147^{\circ}{,}038\,;\ \ q'' = 148^{\text{cal}}{,}424\,;$$
$$\rho'' = 459^{\text{cal}}{,}093\,;\ \ A p'' u'' = 43^{\text{cal}}{,}830\,;\ \ u'' = 0^{\text{m}^3}{,}413514\,;$$
$$\gamma'' = 2^{\text{kgr}}{,}41245\,;\ \ \lambda'' = 651^{\text{cal}}{,}347\,;\ \ r'' = 502^{\text{cal}}{,}923.$$

La pression p'_0, qui existe dans l'enveloppe, au moment où le

(1) Voir : Détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique.

piston arrive aux 9/10 de la course, c'est-à-dire au moment où la détente va commencer, est prise égale à $p_0 + {}^1/_{10}$ 10334, ou :

$$p'_0 = 38250 + 1033.4 = 39283^{kgr} \text{ par mètre carré, ou plutôt}$$

$$p'_0 = 39269^{kgr},2, \text{ comme dans l'essai de 1876;}$$

et pour cette pression les chiffres correspondants sont ceux de la page 13.

Enfin, nous trouvons dans le bulletin de la Société industrielle de Mulhouse :

$$(M' - M_0) = 29^{kgr},3406\,; \quad \theta_a = 29^o,1\,; \quad \theta_0 = 14_0,8; \quad \theta_a - \theta_0 = 14.3$$

$$(M' - M_0)\,(\theta_a - \theta_0) = 419^{cal},571\,; \quad M_0 = M - m'_e = 0^{kgr},8156 - 0^{kgr},0794 = 0^{kgr},7362\,;$$

$$(M - m'_e)\,\theta_a = 21^{cal}423\,; \quad M' = (M' - M_0) + M_0 = 29^{kgr}3406 + 0^{kgr},7362 = 30^{kgr},0768.$$

Pour ε, qui correspond à peu près à la même température θ_a de l'essai de 1876, nous prendrons encore approximativement $\varepsilon = 0^o.20$, donc :

$$M'\varepsilon = 6^{cal.},015.$$

p_c', ou la pression dans le condenseur, est inconnue ; nous l'avons déduite du travail de la contre-pression dans le grand cylindre ; nous pensons que les pressions p_c' dans les deux essais de 1876 et 1877 doivent être, à peu de chose près, proportionnelles aux travaux des contre-pressions F_c ; on trouve ainsi :

$$p'_c = \frac{2140 \times 14.53}{12.27} = 2534^{kgr} \text{ par } m^2, \text{ de sorte que}$$

$$A\,(M' - M_0)\,\frac{p_a - p'_c}{\Delta} = 0^{cal}540, \text{ puis :}$$

$$A\,F_1 = \frac{23916^{kgr.\,mètre}}{424} = 56^{cal},405\,; \quad \Sigma N = 6^{cal} \text{ comme dans l'essai de 1876;}$$

$$a = 7^{cal}\,; \quad m_e' r_0' = 40^{cal},211(1); \quad AF_0 = \frac{12145_{kgr.mètre.}}{424} = 28^{cal},644\,; \quad f_c' = 09\,; \quad b_0 = f_c'\,b = 0^{cal},342.$$

(1) Page 264 du bulletin de Mulhouse, on donne 0,0794 × 499.19 = 36^cal,63, au lieu de 39^cal,636 qui est le produit des deux nombres 0,0794 et 499.19.

Nous pouvons maintenant déterminer l'eau entraînée dans la boîte à tiroir du petit cylindre. Sans nous préoccuper, pour le moment, de la proportion de cette eau à la sortie des générateurs, nous nous appuierons sur les phénomènes qui se passent entre l'enveloppe et le condenseur ; nous aurons ainsi par l'équation (V) *bis*, plus haut :

$$M_0 \lambda'' - n_0'' r'' = (M' - M_0)(\theta_n - \theta_0) + M'\varepsilon - A(M' - M_0)\frac{p_a - p'_c}{\Delta} + AF_1 + \Sigma N - m_0' r_0'. \quad (V)^{bis}$$

$$= 419,571 + 21,423 + 6,015 - 0,540 + 56,405 + 6 - 40,211$$

$$= 469^{cal},203.$$

$$n_0'' = \frac{M_0 \lambda'' - 469,203}{502,923} = \frac{479,522 - 449,203}{502,923} =$$

$$n_0'' = 0^{kgr}.020518.$$

et $$\frac{n_0''}{M_0} = \frac{0,020518}{0,7362} = 2\,\%\,79.$$

Vérifions ce résultat par l'équation (I), qui est basée sur la parfaite siccité de la vapeur à la sortie de la chaudière.

$$1 - \frac{n''}{M} = \frac{2\rho - \rho'' + \frac{q - q''}{2}}{\frac{n''}{n}(\rho - 0,3955\,(t - t''))} = \frac{2 \times 454,994 - 459,093 + \frac{153,741 - 148,424}{2}}{\frac{0,413514}{0,3626}\left((454,994 - 0,3955\,(152,22 - 147,038)\right)}$$

$$1 - \frac{n''}{M} = \frac{453,5535}{516,545} = 0,87805.$$

$\frac{n''}{M} = 0,12195$, soit 12 % 2 d'eau entraînée.

$$n'' = 0,12195 \times 0^{kgr},8156$$

$$n'' = 0^{kgr},099462$$

et en retranchant de n'' l'eau enlevée par le robinet-purgeur :

$$n_0'' = n'' - m_0' = 0^{kgr},099462 - 0^{kgr},0794$$

$$n_0'' = 0^{kgr},020062$$

au lieu de $n_0'' = 0^{kgr}\cdot 020518$ que nous a donné l'équation (V)^{bis}.

Il est donc prouvé que, dans cet essai des 21-22 juin 1877, comme dans celui de 1876, la vapeur est sortie parfaitement sèche des chaudières.

CHALEUR PERDUE PAR LE RAYONNEMENT DE LA TUYAUTERIE.

Nous allons passer au refroidissement que la vapeur a subi dans la tuyauterie.

En opérant comme à la page 20, nous aurons pour la chaleur totale Q'', perdue entre la chaudière et la boîte de distribution du petit cylindre :

$$Q'' = M\lambda - M\lambda + n''r''$$

$$Q'' = 532,527 - 531,239 + 50.251$$

$$Q'' = 51^{cal}539.$$

Le refroidissement à l'extérieur :

$$Q'' - (m_0' r_0' - a) = 51^{cal},539 - (40,211 - 7)$$

$$= 18^{cal},328.$$

et celui de la tuyauterie seule :

$$Q'' = 18^{cal}328 - 7^{cal} = 11^{cal},328$$

au lieu de $Q' = 21^{cal}\cdot 910$ que nous avons trouvées pour l'essai du 20-21 juin 1876.

La différence assez considérable entre ces deux valeurs est due,

sans doute, à une bien meilleure protection des tuyaux en 1877 qu'en 1876: il est certain qu'à la suite des modifications apportées à la distribution du grand cylindre, sur les conseils de l'auteur de ces essais, celui-ci aura fait ce que tout ingénieur eût fait à sa place, c'est-à-dire qu'en apportant tous ses soins aux modifications proposées, il n'aura pas manqué de songer à toutes les améliorations de détail; et c'est ainsi qu'il aura fait protéger plus efficacement la tuyauterie contre le refroidissement externe.

En dehors de cette raison, on ne peut en invoquer aucune autre, à moins de mettre en doute l'exactitude des données d'observation desquelles nous avons déduit Q′, pour 1876 et 1877. Il ne peut être question, ici, d'erreurs d'observations sérieuses, au moins pour les valeurs qui concernent la chaudière, le condenseur et la boîte de distribution, car, si les chiffres d'observation étaient réellement faux, jamais les deux valeurs, n'' et n_0'', tirées des équations (I) et (V)^{bis} n'auraient pu être vérifiées.

DISCUSSION DES ÉCHANGES DE CHALEUR

ENTRE LA BOÎTE A TIROIR ET L'INTÉRIEUR DU PETIT CYLINDRE.

Nous allons examiner les phénomènes et échanges de chaleur du mélange de vapeur et d'eau dans la boîte de distribution et l'intérieur du petit cylindre pendant l'admission. Ces échanges de chaleur sont traduits par l'équation (II) que nous avons donnée dans notre étude sur la détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique, soit par :

$$Mq_0 + m_{v_0}\rho_0 + m_c(\lambda'' - q_0) = Mq'' + n''r'' + b_0 - AF_0 \qquad \text{(II)}$$

équation dans laquelle l'influence des espaces nuisibles, de l'enveloppe et de la compression est négligée.

Nous ferons remarquer que la manière dont il est tenu compte des espaces nuisibles dans le bulletin de Mulhouse, n'est pas correcte;

elle est loin de pouvoir donner une valeur, même approximative de l'influence de ces espaces. Nous en avons exposé les raisons dans notre étude sur la détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique.

Nous ferons intervenir dans l'équation (II), les condensations contre les parois du petit cylindre (1). Page 11, nous avons dit que ces condensations sont très petites ; peu importe pour le moment. La discussion des corrections que nous devons apporter à l'équation ci-dessus, nous apprendra si nous nous trompons ou non.

Examinons d'abord les résultats numériques de l'équation (II), dans l'état où nous l'avons représentée ci-dessus ; mais auparavant, nous devons remplacer la dépense M, à la sortie de la chaudière, par $M_0 = M - m_0'$, ou le poids de vapeur et d'eau qui passe réellement par les cylindres, de sorte que nous écrirons cette équation comme suit :

$$M_0 q_0 + m_{v0} \rho_0 + m_0 (\lambda'' - q_0) = M_0 \lambda'' - x'' r'' + b_0 - AF_0 \qquad \text{(II)}$$

Toutes les valeurs numériques du second membre sont connues, voir pages 24 et 25; pour trouver celles du premier, il est nécessaire de connaître les quantités q_0, ρ_0 qui correspondent à $p_0 = 38250^{kgr.}$; elles sont réunies, avec d'autres, page 242 du bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse, avril, mai et juin 1878 ; elles ont même dû être vérifiées par les formules de Roche, de Régnault et de M. Zeuner. Devant une pareille affirmation, il n'y a qu'à s'incliner ; mais ayant eu besoin d'autres valeurs relatives à p_0, telles que $Ap_0 u_0$, λ_0, nous avons fait quelques calculs, et avons constaté des erreurs,

(1) Voir un ancien ouvrage allemand très curieux, mais très rare, dont voici le titre : *Die Hochdruckdampfmaschine ; Richtigstellung ihres Werthes* in der Reihe der übrigen Dampfmaschinen-Systeme, Vortheile ihrer allgemeinen Anwendung, so wie Vorschläge zu einer zweckmäszigern Construction derselben, um die Dämpfe möglichst Brennmaterial ersparend und gefahrlos in ihr benutzen zu können, von *Dr Ernst Alban*. — Rostock und Schwerin, 1843. Stiller'sche Hofbuchhandlung.

et finalement nous avons tout recommencé, pour arriver, par la formule de Roche, à 3 constantes, (1) aux résultats suivants :

Pression moyenne à la fin de l'admission :

$p_0 = 38250^{kgr}$; $p_0^{atm.} = 3^{atm.},701374$; $t_0 = 141°225$; $q_0 = 142^{cal},469$; $\rho_0 = 463,691$; $A p_0 u_0 = 43^{cal},414$; $u_0 = 0^{m3},48124$; $\gamma_0 = 2^{kgr}07366$; $\lambda_0 = 649,574$; $r_0 = 507^{cal},105$.

Il y a des différences assez sensibles entre ces valeurs, dont je suis faitement sûr, et celles qui figurent page 242 du bulletin cité, surtout pour γ_0.

Mais je me trouve, ici, dans un embarras réel au sujet de m_{v0} qui, pages 242 et 248, est donné par $m_{v0} = 0^{kgr.},6587$, pour l'essai des 20-21 juin 1876, et par $m_{v0} = 0^{kgr.},6603$, pages 262 et 264, pour celui des 21-22 juin 1877 ; pourtant, pour l'un et l'autre de ces essais, on donne le même degré de détente, $f_c' = 0.9$, dans le petit cylindre, la même pression $p_0 = 38250^{kgr.}$, à la fin de l'admission, et par suite la même densité $\gamma_0 = 2^{kgr}\cdot 0682$; y-a-t-il eu une petite modification dans le volume des espaces nuisibles dans l'intervalle des 2 essais ? C'est possible, mais on ne trouve, à ce sujet, aucun renseignemeút dans le compte-rendu de ces expériences ; la seule raison qui m'ait guidé dans le choix à faire entre les deux valeurs de m_{v0}, c'est qu'il faut m'en tenir au chiffre donné pour l'essai des 21-22 juin 1877 que j'examine ici, soit $m_{v0} = 0.^{kgr.},6603$. Mais ce chiffre ne peut même pas être accepté ; car, ne connaissant pas le volume v_p, des espaces nuisibles, on ne peut trouver la vraie valeur de m_{v0}, en multipliant le volume $(v_p + v_0')$ par la densité plus exacte $\gamma_0 = 2^{kgr.},07366$, au lieu de $2^{kgr.},0682$; ne pouvant vérifier $v_p + v_0' = v_0$, je prendrai pour m_{v0} :

$$m_{v_0} = 0^{kgr},6603 \frac{2,07366}{2,0682} = 0^{kgr},662043$$

(1) Voir : Détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique.

Avec cette valeur nouvelle, les condensations m_c deviennent :

$$m_c = M - n_0'' - m_{v_0} = 0{,}7362 - 0{,}020518 - 0{,}662043 = 0^{kgr}{,}053639$$

et l'équation :

$$M_0 q_0 + m_{v_0} \rho_0 + m_c (\lambda'' - q_0) = M_0 \lambda'' - n_0 r'' + b_0 - AF_0, \text{(1)}$$

$$104{,}886 + 306{,}983 + 27{,}296 = 479{,}522 - 10{,}319 + 0{,}342 - 28{,}644.$$

$$439^{cal}{,}165 = 440^{cal}{,}901$$

La différence, D, entre les deux membres de cette inégalité, ou :

$$D = 440{,}901 - 439{,}165 = 1^{cal}{,}736$$

ne constitue pas une erreur, mais elle indique que le petit piston n'est pas étanche.

(1) $m_c (\lambda - q_0)$ n'est qu'une valeur très approchée de la chaleur qu'il faut enlever au mélange de vapeur et d'eau, M, pour l'amener de $\left(t'', p'', \frac{m_v''}{M}\right)$ à $\left(t_0, p_0, \frac{m_{v_0}}{M}\right)$

Considérons une machine sans enveloppe dans laquelle les espaces nuisibles sont nuls et dont le piston est parfaitement étanche. Dans ces conditions la chaleur Q, qu'il faut enlever à M, est égale à :

$$Q = Mq'' + m_v'' r'' - Mq_0 - m_{v_0} r_0 = Mq'' + m_v'' r'' - Mq_0 - m_{v_0} \rho_0 - m_{v_0} Ap_0 u_0 \ldots (a)$$

En posant : $M = m_{v_0} + n'' + m_c$ et $Mq'' + m_v'' r'' = M\lambda'' - n'' r''$, on peut transformer l'équation ci-dessus comme suit :

$$Q = m_c (\lambda'' - q_0) + 0{,}305\, m_{v_0} (t'' - t_0) + n'' (q'' - q_0) \ldots\ldots\ldots (b)$$

Le terme $m_c (\lambda'' - q_0)$ représente la chaleur rendue par un poids de vapeur sèche à p'', et condensée sous p_0; les deux autres termes $0{,}305\, m_{v_0}$ $(t'' - t_0)$ et n'' $(q'' - q_0)$ sont toujours très petits.

L'équation (b) est modifiée quand on rentre dans les conditions ordinaires d'une machine à vapeur. D'abord, la chaleur absorbée par le travail rendu dans le cylindre n'est plus $m_{v_0} Ap_0 u_0$, mais AF_0; puis, il existe dans les espaces nuisibles une petite quantité de vapeur sèche ou même humide, si la distribution présente de la compression, et enfin il y a toujours des fuites par le piston; en tenant compte de toutes les corrections exigées, on obtient pour Q une expression très compliquée, dans laquelle il entre une dizaine de termes très petits dont les uns

Avec les données, telles que nous les trouvons dans le bulletin cité, l'équation ci-dessus devient :

$$A\,U_0 + m_c\, r_0 = M_0\,\lambda'' - n''\, r'' + b_0 - AF_0$$

$$415\;57 + 43{,}40 = 479{,}522 - 10{,}319 + 0 - 28{,}57$$

$$458{,}97 = 440{,}633$$

soit une erreur de 450,97 — 448,633 = 18^{cal},337.

Cette erreur de plus de 18 calories implique contradiction formelle et exige évidemment des corrections.

Nous avons laissé l'équation (II) dans l'état où elle convient à une machine à vapeur sans enveloppe, la compression vers la fin de l'échappement et les échanges de chaleur dans les espaces nuisibles étant négligés ; aussi la différence, D = 1$^{cal.}$736, est-elle loin de celle que nous constaterons quand nous aurons fait intervenir toutes les corrections voulues.

Occupons-nous d'abord de l'effet produit par la compression de la vapeur d'échappement du petit au grand cylindre.

Pour bien nous rendre compte de l'état dans lequel peut se trouver la vapeur, au moment où la compression commence, examinons la suite des transformations que subit le mélange de vapeur et d'eau du petit cylindre à partir de la fin de l'admission.

Ainsi que nous l'avons vu plus haut, il s'est condensé une faible quantité de vapeur contre les parois du petit cylindre, mais nous

sont positifs et les autres négatifs ; c'est pour éviter des complications que nous avons éliminé un certain nombre de termes dont la somme algébrique est toujours peu différente de zéro. Après un premier calcul des fuites, on peut vérifier si la somme des termes négligés est égale à zéro ou non ; si l'erreur commise est sensible, il est facile de trouver une valeur plus exacte.

Pour plusieurs essais, faits dans des conditions fort différentes, nous avons trouvé que $m_c\,(\lambda'' - q_0)$ est exacte à moins de 0$^{cal.}$25 à 0$^{cal.}$40. C'est pour nous approcher le plus possible de la valeur exacte de Q que nous prenons $m_c\,(\lambda'' - q_0)$ au lieu de $m_0\, r_0$.

Ajoutons encore que l'équation (*a*) est notre équation (II) dans laquelle il est tenu compte de b_0 et de AF_0 (voir plus loin la note de la page 47).

verrons que cette quantité de vapeur condensée est même plus petite que :

$$m_e = M_0 - n_0'' - m_{v_0} = 0^{kgr},053639.$$

A partir du commencement de la détente, et jusqu'à la fin de la course du piston, il est plus que probable qu'une petite fraction de cette eau m_c, est vaporisée. Par suite d'une règlementation spéciale de la distribution, l'échappement du petit au grand cylindre s'ouvre juste au moment où le piston atteint l'extrémité de la course; à l'inspection du diagramme, planche III du bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, on voit que l'échappement doit s'ouvrir d'une manière extrêmement rapide, car, dans une fraction de temps inappréciable, la pression finale p_n, dans le petit cylindre, tombe brusquement à environ 1 1/3 d'atmosphère au-dessous de p_n; pendant cette brusque chute de pression et de température, l'eau condensée m_c, presque tout entière, doit être vaporisée, et la paroi interne du petit cylindre, celle du piston et du couvercle correspondant, ainsi que les parois des espaces nuisibles, mais surtout ces dernières, subissent un abaissement notable de température, au moins sur une épaisseur de métal d'une fraction de millimètre. Après la brusque chute de pression dont nous venons de parler, l'écoulement du petit au grand cylindre a lieu d'une manière plus régulière, et les dernières portions de m_c seront vaporisées, d'autant plus que les condensations dans le petit cylindre sont extrêmement faibles. Les parois auront donc subi un nouveau refroidissement. Nous arrivons ainsi au commencement de la compression avec de la vapeur qui est bien près d'être sèche. Depuis le commencement de la détente jusqu'au point où nous venons d'arriver, la vapeur de l'enveloppe a pu fournir un peu de chaleur aux parois du petit cylindre, mais cette chaleur n'intervient pas dans les phénomènes de la compression que nous allons discuter, tout à l'heure, par l'équation (II).

Venons maintenant à la compression elle-même; elle est très considérable dans l'essai de 1877; elle s'étend sur environ 6/20 de la course du petit piston, ce qui nous permettra d'arriver à une

évaluation assez exacte du travail de compression subi par la vapeur. Dans l'essai des 20-21 juin 1876, la compression est beaucoup plus faible, et le diagramme de la planche II est moins net que celui de la planche III ; c'est pourquoi nous avons dû renoncer à pousser l'étude de l'essai de 1876 aussi loin que nous le faisons, ici, pour celui de 1877.

Le travail de compression équivaut à une certaine quantité de chaleur qui restera disponible ; puis, par suite de la compression, il se produira une condensation dans notre vapeur sèche, que le piston, en avançant, réduira à un volume de plus en plus faible ; il en résultera une nouvelle quantité de chaleur qui deviendra libre ; nous allons déterminer la somme de chaleur disponible Q_x ; elle est donnée par l'équation générale :

$$Q_x = A\,(U_{c_1} - U_{c_7}) + A\int p dv$$

U_{c_1}, étant la chaleur interne de la vapeur à la fin de la compression et U_{c_7} celle du commencement.

Avant de passer au calcul de Q_x, nous avons à déterminer un certain nombre de valeurs, au sujet desquelles nous ne trouvons aucun renseignement formel et précis dans le compte-rendu de l'essai des 21-22 juin 1877 ; nous avons donc à entreprendre des opérations préliminaires assez longues.

Les espaces nuisibles du petit cylindre ne sont pas donnés directement ; nous les déduisons de $m_{v_0} = 0^{\text{kgr.}},662043$, page 30, en posant :

$$m_{v_0} = (v'_0 + v_p)\,\gamma_0,\ \text{d'où :}\ v_p = \frac{m_{v_0}}{\gamma_0} - v'_0$$

Le volume v_0', engendré par le petit piston pendant l'admission, peut être calculé exactement par :

$$v_0' = \frac{\pi d^2 c}{4} f_0' = v_n' f_0'$$

$d = 0^{m},550$ étant le diamètre du cylindre, $c = 1^{m}.415$ la course de

piston, $f_0' = 0.90$, le degré de la détente, et v_n' le volume engendré par le petit piston dans une course entière, donc :

$$v_0' = 0^{m^3},237583 \times 1,415 \times 0,9 = 0^{m^3},33618 \times 0,9 = 0^{m^3},302562$$

$$v_p = \frac{m_{\gamma_0}}{\gamma_0} - v_0' = \frac{0^{kgr},662043}{2,07366} - 0^{m^3},302562 = 0^{m^3},319263 - 0^{m^3}302562$$

$$v_p = 0^{m^3},0167.$$

La compression commence aux 3/4 de la course, d'après l'épure de la distribution (voir planche III du bulletin cité), mais, de fait, d'après le diagramme, elle paraît commencer plus tôt, c'est-à-dire aux 14/20 de la course de piston, ou à l'ordonnée y_7'. Les ingénieurs-constructeurs savent fort bien qu'une pareille différence se produit souvent entre l'épure et les faits tels qu'ils se présentent en réalité; la dilatation des tiges de tiroir, surtout celle du cylindre et le jeu dans les articulations des organes de la distribution produisent le désaccord signalé; pour les recherches qui vont suivre, cela n'a aucune importance. Nous calculerons donc le volume occupé par la vapeur, au moment où la compression va commencer, en nous basant sur une fraction de course égale aux $\frac{20-14}{20} = \frac{3}{10}$ de la course totale. Si v_{γ_7} représente ce volume, nous aurons :

$$v_{c_7} = {}^3/_{10} \frac{\pi d^2 c}{4} = {}^3/_{10}\, 0^{m^3},33618 = 0^{m^3},100854,$$

et en y ajoutant le volume des espaces nuisibles, $v_p = 0^{m^3},0167$, le volume occupé par la vapeur, au commencement de la compression, devient :

$$v_{c_7} = v'_{c_7} + v_p = 0^{m^3},100854 + 0^{m^3}0167 = 0^{m^3},117554,$$

tandis qu'à la fin de la compression ce volume est réduit à $v_p = 0^{m^3},0167$.

Cherchons maintenant quels sont les poids de vapeur, au commencement et à la fin de la compression, et, à cet effet, déterminons les densités de la vapeur correspondantes aux pressions p_{c_7} et p_{c_1}, que nous déduirons des ordonnées y_7' et y_1'.

Pour éviter des répétitions, nous allons chercher l'unité de l'échelle de l'indicateur de Watt avec lequel le diagramme de la planche III a été tracé (ou l'unité des ordonnées, agrandies peut-être à dessein). Nous déduisons cette unité de la pression $p_0 = 3^{kgr.},8250$ et de l'ordonnée $y_0 = 151^{mm},5$, en posant :

$$K = \frac{y_0}{p_0} = \frac{151,5}{3,8250} = 39^{mm},608 \text{ par kgr. et par ctm}^2.$$

Par des mesures directes prises sur le diagramme de la PlancheIII du bulletin cité, il vient :

$$y_{c_7} = 32^{mm} ; p_{c_7} = \frac{y_{c_7}}{K} = 0^{kgr},8080 \text{ par } ctm^2$$

$$y_{c_1} = 92^{mm},5 ; p_{c_1} = \frac{y_{c_1}}{K} = 2^{kgr},3354 \quad » \quad »$$

Pour les valeurs correspondantes à ces deux pressions, il est complètement inutile de faire de longs calculs, et nous adopterons les chiffres peu différents, $p_{c_7} = 8267^{kgr},2$ et $p_{c_1}, = 23768^{kgr},2$, que nous trouvons dans les tables de M. Zeuner ; nous aurons ainsi :

$$p_{c_7} = 8267^{kgr},2 ; \quad t_{c_7} = 93^{\circ},88 ; \quad q_{c_7} = 94^{cal},304 ; \quad \rho_{c_7} = 501^{cal},141 ;$$

$$\gamma_{c_7} = 0^{kgr},4910 ; \quad m_{c_7} = v_{c_7} \times \gamma_{c_7} = 0^{kgr},057719$$

et $p_{c_1} = 23768^{kgr},2$; $t_{c_1} = 125^{\circ},07$; $q_{c_1} = 125^{cal},970$; $\rho_{c_1} = 476,470$;

$$\gamma_{c_1} = 1^{kgr},3264 ; \quad m_{c_1} = m_{v_p} = v_p \ \gamma_{c_1} = 0^{kgr},022151$$

Ainsi le poids de vapeur sèche, $m_{c_7} = 0^{kgr},057719$, au commencement de la compression, a été réduit à $m_{c_1} = m_{vp} = 0^{kgr},022151$, donc :

$$m_{c_7} - m_{c_1} = 0^{kgr},057719 - 0^{kgr},022151 = 0^{kgr},035568 \text{ d'eau}$$

dans les espaces nuisibles avec $0^{kgr},022151$ de vapeur comprimée ; ce n'est peut-être pas la 15[e] partie de l'eau qu'il faut pour pouvoir

produire, sous volume constant, un mélange de vapeur et d'eau, à la pression p_0, et dans lequel le rapport de l'eau à la vapeur soit le même que celui qui existe à la fin de l'admission dans le petit cylindre (1).

Nous possédons ainsi tous les éléments voulus pour le calcul de $A(U_{c_1} - U_{c_7})$ de l'équation générale plus haut, et nous allons passer au travail pendant la compression ou à $A\int pdv$.

L'intervalle entre les ordonnés y_{c_7} et y_{c_1}, a été partagé en 12 parties égales, et par des mesures directes, prises sur le diagramme de la Planche III, les ordonnées des rangs c_7 à c_1 ont été relevées. En numérotant ces ordonnées de 1 à 13, on trouve pour le travail f_z, par ctm² de piston, au moyen de la base $\frac{6}{20}c = 0{,}3\,c$, de l'unité de l'échelle K, et par la formule de quadrature de Poncelet :

$$f_z = \frac{0{,}3\,c}{4\,n\,K}\left(y_1' - y_0' + y_{n+1}' - y_n' + 8\,\Sigma\,y'_{2n}\right)$$

$$f_z = \frac{0{,}3 \times 1{,}415}{4 \times 12 \times 39{,}608}\left(32 - 32 + 92{,}5 - 72{,}5 + 8\,(32 + 33{,}5 + 37{,}1 + 43{,}1 + 53{,}2 + 72{,}5)\right)$$

$$f_z = 0^{\text{kgr.mètre}},489255 \text{ par } ctm^2 \text{ et par course} = 0{,}3\,c$$

(1) Voir : Détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique. — Je tiens à faire ici une observation qui, très certainement, paraîtra téméraire : Je n'ai jamais vu les originaux de diagrammes relevés les 21-22 juin 1877 ; mais je ne crains pas d'affirmer que la courbe de la compression, qui s'élève d'abord lentement, pour finir tangentiellement à l'ordonnée initiale y_1, doit immédiatement se détacher de cette droite verticale, et que la suite de la courbe du diagramme doit s'incliner vers l'ordonnée finale y_{21}. Il en résulte un déficit de travail absolu et indiqué ; nous pourrions même calculer cette perte de travail, si nous avions des renseignements exacts sur certaines valeurs. Un indicateur de Watt très sensible accuse toujours, très nettement, la diminution de travail dont nous parlons ; elle provient des échanges de chaleur dans les espaces nuisibles. La vapeur renfermée dans ces espaces ne peut être portée à $\left(t_0, p_0, \frac{mv_0}{M}\right)$ que par suite d'une abondante condensation et une cession de chaleur par la vapeur qui arrive. Que l'on comprime la vapeur vers la fin de l'échappement ou que l'on donne de l'avance à l'admission, jamais la ligne du diagramme, vers l'origine de la course, ne se confondra avec l'ordonnée initiale y_1 ; je crois même que les contradictions que j'ai pu constater dans certains essais, sont dues, *en partie*, au déficit assez sensible de travail absolu et indiqué dont je viens de parler. Cette question m'a fait perdre beaucoup de temps dans la discussion de mes anciens essais.

et le travail sur toute la surface du piston :

$$F_z = 0{,}489255 \times S = 0{,}489255 \times 2375^{ctm.2}{,}83$$

$$F_z = \overset{kgr.mètre}{1162{,}3867}$$

$$AF_z = \frac{1162{,}3867}{424} = 2^{cal}{,}741$$

Comme F_z n'est pas un travail rendu par la vapeur, pendant la compression, mais au contraire un travail subi, $A\,F_z$ devient négatif dans l'équation générale, de sorte que nous devons poser :

$$Q_z = A\,(U_{c_1} - U_{c_7}) - A\int pdv. = m_{c_1}\,q_{c_1} + m_{v_p}\,\rho_{c_1} - m_{c_7}\,q_{c_7} - m_{c_7}\,\rho_{c_7} - AF_z$$

$$Q_z = m_{c_7}\,(q_{c_1} - q_{c_7} - \rho_{c_7}) + m_{v_p}\,\rho_{c_1} - AF_z$$

$$Q_z = 0{,}057719\,(125{,}970 - 94{,}304 - 501{,}141) + 0{,}022151 \times 476{,}470 - 2{,}741.$$

$$Q_z = -\,19^{cal}285.$$

C'est-à-dire qu'il faut enlever à la vapeur, pendant la compression, $19^{cal}{,}285$ pour l'amener de l'état sec, sous $p_{c_7} = 8267^{kgr}{,}2$, à l'état humide, tel qu'il résulte des calculs de la page 36, sous $p_{c_1} = 23768^{kgr}{,}2$. Mais que peut devenir cette chaleur Q_z ? Elle passe évidemment dans les parois du cylindre, du piston et des espaces nuisibles ; notre équation (II) est à modifier de ce chef.

En effet, dans l'équation :

$$M_0\,q_0 + m_{v0}\,\rho_0 + m_c\,(\lambda'' - q_0) = M_0\,\lambda'' - n_0''\,r'' + b_0 - AF_0$$

$Mq_0 + m_{v0}\,\rho_0 = AU_0$ est la résultante de tous les phénomènes thermiques et dynamiques du mélange de vapeur et d'eau dans la boîte de distribution et l'intérieur du cylindre pendant l'admission ; toute chaleur qui provient d'ailleurs que de la chaleur disponible, $M_0\lambda'' - n_0''\,r''$, vient en déduction de $M_0\,q_0 + m_{v_0}\rho_0 + m_c(\lambda'' - q_0)$; de même, toute dépense ou soustraction de calorique, telle que $A\,F_0$,

vient s'ajouter au premier membre. Nous devons donc apporter une première correction à l'équation (II), en l'écrivant comme suit :

$$M_0 q_0 + m_{v0} p_0 + m_0 (\lambda'' - q_0) - Q_s = M_0 \lambda'' - m_0'' r'' + b_0 - AF_0$$

Il y a d'autres corrections qui doivent intervenir; la première que nous examinerons est celle qui résulte de la chaleur Q_a, fournie pendant l'admission, par la vapeur de l'enveloppe. Malheureusement, les éléments nécessaires à cette seconde correction manquent absolument dans le compte-rendu de cet essai.

Nous trouvons bien, dans le bulletin de la société industrielle de Mulhouse, la quantité totale de vapeur, $m_0' = 0^{kgr},0794$, qui s'est condensée, par coup de piston, dans l'enveloppe, ainsi que le refroidissement externe de cette enveloppe, soit $a = 7^{cal}$, ce qui correspond à :

$$m_0' r_0' - a = 40^{cal},211 - 7^{cal} = 33^{cal},211.$$

pour la chaleur totale cédée aux deux cylindres, mais il nous est impossible de trouver dans quelle proportion ces $33^{cal},211$ se sont réparties sur les deux cylindres. Par suite de la faible différence de température entre l'enveloppe et l'intérieur du petit cylindre, pendant l'admission, nous croyons que $m_0' r_0' - a = 33^{cal},211$ doit passer presqu'en totalité dans le grand cylindre, moins une petite quantité Q_a, qui est à retrancher du 1er membre de l'équation (II) (1)

(1) Voici l'expérience qu'il aurait fallu entreprendre sur la machine dont il s'agit ici, pour pouvoir traiter d'une manière sérieuse l'effet de l'enveloppe ; nous prions le lecteur de vouloir bien se reporter avec nous à la planche I du bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, Avril, Mai et Juin 1878.

Le dessin de la coupe des deux cylindres fait voir que l'enveloppe se compose de deux gros tubes en fonte dans lesquels sont logés les deux cylindres. Ces deux tubes font corps entre eux par une portion de cloison qui leur est commune. Pour faire communiquer la vapeur avec les deux parties de l'enveloppe, la cloison commune est percée de 4 grands trous : l'un supérieur, placé immédiatement sous les masticages des cylindres, l'autre, inférieur, et deux autres intermédiaires. Pour séparer la vapeur qui s'est condensée dans l'enveloppe du petit cylindre, de celle qui s'est précipitée contre les parois du grand, il aurait suffi de condamner le trou inférieur, ou de le placer à 10 ou 12 centimètres au-dessus du fond des enveloppes, puis d'appliquer deux purgeurs distincts, l'un au bas de l'enveloppe

Une troisième correction est nécessaire par suite des échanges de chaleur dans les espaces nuisibles ; nous avons vu, page 36, qu'à la fin de la compression, il existe un poids de vapeur et d'eau, $m_{c_7} =$ 0kgr, 057719, dans ces espaces, dont $m_{vp} =$ 0kgr, 022151 de vapeur et 0kgr, 035568 d'eau à $t_{c_1} = 125°, 07$, et qu'il s'agit de porter, non pas seulement à $t_0 = 141°, 225$, mais à un mélange de vapeur et d'eau dans des proportions égales à celles que l'on constate dans la masse totale M_0, à la fin de l'admission (1). Il y là une dépense de chaleur à faire, et c'est $M_0\lambda'' - n_0'' r''$, qui doit la fournir, par conséquent il faut l'ajouter au premier membre de l'équation (II).

Quand on prend pour le poids du mélange de vapeur et d'eau, *présent* dans le cylindre, à la fin de l'admission, la dépense M_0, au lieu de M_0 augmenté de la vapeur et de l'eau des espaces nuisibles, et que l'on pose $m_{v_0} = (v_0' + v_p)\gamma_0$, et $m_0 = M_0 - n_0'' - m_{v_0}$, tous les échanges de chaleur dans ces espaces sont représentés par :

$$m'_{vp}\ (\lambda'' - \lambda_0 + A p_0 u_0)$$

expression dans laquelle m'_{vp} est le poids de vapeur sèche qui remplit le volume v_p, sous la pression p_0. Nous donnerons la démonstration de l'expression ci-dessus dans une publication prochaine ; elle est d'ailleurs facile à établir. Posons :

$$Q_{vp} = m'_{vp}\ (\lambda'' - \lambda_0 + A p_0 u_0) = v_p\,\gamma_0\,(\lambda'' - \lambda_0 + A p_0 u_0)$$

du petit cylindre et l'autre au bas de celle du grand ; on aurait ainsi pu recueillir séparément les quantités de vapeur condensée contre l'un et l'autre cylindre, et calculer la chaleur qui a passé dans chacun d'eux.

Puis, il eut été convenable de relever simultanément quelques diagrammes sur le petit cylindre, sa boîte de distribution, le tuyau de communication entre l'enveloppe et cette boîte, et enfin sur l'enveloppe elle-même et sur le tuyau d'arrivée à quelques centimètres de l'enveloppe (voir plus haut page 22). Vouloir établir une théorie des effets de l'enveloppe, sans s'inquiéter de ce qui peut se passer dans l'enveloppe elle-même, est certainement une entreprise assez sinulière.

(1) Voir : détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique.

$$= 0^{m3},0167 \times 2,07366\ (651,347 - 649,574 + 43,414)$$

$$Q_{v_p} = 1^{cal},565.$$

Enfin, il reste une quatrième et dernière correction à faire ; elle est relative à la puissance vive que possèdent la vapeur et l'eau à la fin de l'admission. Il est impossible d'assigner une valeur exacte à la quantité de chaleur équivalente à cette puissance-vive, mais nous pourrons trouver un maximum, qui sera, dans tous les cas, très éloigné de la vraie valeur. Quoi qu'il en soit, cette chaleur, $M_0\lambda'' - n_0'' r''$ a dû la fournir ; c'est donc une nouvelle quantité qu'il faut ajouter au premier membre de l'équation (II) ; désignons la par :

$$Q_t = A\ M_0\ \frac{\omega^2}{2g},$$

ω étant la vitesse dont la vapeur et l'eau restent animées, au moment où la détente va commencer.

Toute la question revient à trouver une valeur approchée du maximum de vitesse ω ; voici comment nous y arriverons :

Dans la machine qui nous occupe, nous ne connaissons pas les dimensions des lumières d'admission du petit cylindre, mais nous avons celles de la machine de MM. N.Schlumberger et Cie, sur laquelle nous avons pris les diagrammes dont il est question page 8. Cette machine a été montée par le même constructeur que celle qui fait l'objet de nos recherches ; je sais aussi qu'une même règle de construction est à peu près suivie pour toutes les machines.

Nous ne nous occuperons donc, pour le moment, que du maximum de vitesse de la vapeur dans la machine de MM N. Schlumberger et Cie. Ce maximum correspond à la plus grande vitesse du piston, et nous mesurerons ce maximum dans les conduits d'admission du petit cylindre.

Si, pour plus de simplicité dans les calculs, nous supposons la bielle infiniment grande par rapport à la manivelle, le maximum de vitesse du petit piston est égale à la vitesse constante du centre du

bouton d'une manivelle dont le rayon est égal à la moitié de la course du petit piston, ou $^1/_2\, c = {}^1/_2\, 1^m.490$; si nous représentons le maximum de la vitesse du piston par W, nous aurons :

$$W = \frac{T\, 2\, \pi\, \frac{c}{2}}{60}$$

T = 23 étant le nombre de tours, par minute, de la machine, donc :

$$W = \frac{23 \times 2\pi\, \frac{1,490}{2}}{60} = 1^m,794 \text{ par seconde.}$$

disons encore que, dans le cas d'une bielle infiniment longue, la vitesse W varie comme les SINUS des angles β, parcourus par la manivelle à partir des points morts ; à la fin de l'admission, c'est-à-dire aux 9/10 de la course, la vitesse W devient :

$$W' = \frac{T\, 2\, \pi\, \frac{c}{2}}{60}\, \sin \beta$$

l'angle β est donné par :

$$\cos \beta = 1 - 2 f_c' = 1 - 2 \times 0,9 = -0,80.$$

$$\beta = 153°,08; \quad \sin \beta = 0,600$$

et $\qquad W' = W \sin \beta = 1,794 \times 0,6 = 1^m,0764$ par seconde.

Ce n'est pourtant pas W' ou W qui peut nous donner la vitesse dont est animée la vapeur, au moment où la détente va commencer ; mais nous allons chercher le maximum de vitesse avec laquelle la vapeur, en débouchant des lumières d'admission, pénètre dans le cylindre ; à ce sujet, nous dirons que des essais entrepris sur des machines à vapeur, munies d'enveloppes, se trouvent dans des conditions particulièrement favorables pour le calcul de la vitesse ω ; en effet, ainsi que nous l'avons vu, la différence entre les pressions p'', dans la

boîte à tiroir et celles qui ont lieu dans le petit cylindre est extrêmement faible ; puis les condensations dans le cylindre sont à peu près nulles, de sorte que les états physiques du mélange de vapeur et d'eau, dans la boîte de distribution et le petit cylindre, sont très peu différents ; nous pouvons donc traiter l'écoulement de la vapeur, à la sortie de la boîte à tiroir, comme celui d'un gaz parfait.

Cela admis, nous dirons que, pour un chemin élémentaire parcouru par le piston, aux environs du milieu de la course, nous aurons, en appelant S la section transversale du petit cylindre, s celle des lumières d'admission :

$$s\omega = S\,W\,; \qquad \omega = \frac{S\,W}{s}$$

Dans la machine de MM. N. Schlumberger et Cie $S = 0^{m^2},159043$, $s = 0^{m^2},00992$, page 10, et nous venons de voir que $W = 1^m,794$, donc :

$$\omega = \frac{0,159043 \times 1,794}{0,00992} = 28^m,76 \text{ par seconde}$$

soit même 29^m en chiffres arrondis (1). Cette vitesse est donc celle dont est animée la vapeur à la sortie de l'orifice ; nous n'avons pas à considérer la vitesse qu'elle possède dans la section contractée, près de la table de distribution.

(1) On exagère toujours l'importance des frottements de la vapeur dans la tuyauterie et les conduits d'admission, parce que l'on croit généralement que la perte de charge entre les chaudières et l'intérieur des cylindres est due à ces frottements. Les frottements n'ont rien à faire ici. Ce sont les condensations dans la tuyauterie et le cylindre qui produisent cette différence de pression assez sensible dans les machines non munies d'enveloppe.

Dans l'une des machines de Woolf de MM. N. Schlumberger et Ce, nous avons constaté, ainsi qu'on l'a vu plus haut, une perte de charge d'environ 1/12 d'atmosphère ou de 861 kgr. par mètre carré, entre la boîte à tiroir et l'intérieur du cylindre. Mais cette charge, se demandera-t-on, est-elle capable d'imprimer à la vapeur la vitesse de 29^m par seconde, nécessaire pour suivre le piston au moment de sa plus grande vitesse ? Nous verrons, quelques pages plus loin, que les condensations dans le cylindre sont presque nulles, et que l'état de la vapeur ne change guère pendant l'écoulement de la boîte à tiroir au cylindre. Nous pouvons

C'est avec cette vitesse assez considérable que la vapeur et l'eau entraînée sortiront des conduits d'admission, pour se précipiter, normalement, contre la surface interne opposée du cylindre ; la vapeur rebondira et prendra la direction du mouvemont du piston, qu'elle heurtera à son tour et finalement toute la masse de vapeur et d'eau prendra, probablement, un mouvement de rotation, sauf la vapeur condensée contre les parois et qui est réduite au repos.

Mais il est évident que, dans ce tourbillon, il ne pourra exister nulle part une vitesse égale ou supérieure à $\omega = 29^m$; car les chocs et les frottements l'auront considérablement diminuée, tout en rendant une quantité équivalente de chaleur que nous retrouverons dans les parois ou dans $A\,U_0 = M_0\,q_0 + m_{v_0}\,\rho_0$.

Admettons, pour un instant, le maximum $w = 29^m$, et transportons la dépense $M_0 = 0^{kgr.},7362$, dans la machine de MM. N. Schlumbuger et Cie, nous aurons :

$$Q_t = A\,M_0\,\frac{\omega^2}{2g} = \frac{0,7362 \times 29^2}{424 \times 2 \times 9,81} = 0^{cal},074.$$

Ce maximum, transporté à son tour dans la machine qui nous occupe, devra être multiplié par le rapport des carrés des nombres de tours des deux machines ou par $\frac{25^2}{23^2}$; peu importe, les frotte-

donc considérer le mélange de vapeur et d'eau comme un gaz parfait, et dans ce cas nous aurons :

$$\omega = \sqrt{2g\,\frac{p''-p_0}{\gamma''}} = \sqrt{19.61\,\frac{861}{2.41245}} = 83^{m}7 \text{ par seconde}$$

au lien de 29^m environ.

Ainsi, la vitesse ω, due à la différence de pression $p''-p_0 = 861^{kgr.}$ par mètre carré, est environ 3 fois plus grande que celle qu'elle doit prendre pour suivre le piston ; disons toutefois, qu'au passage de la vapeur par les orifices d'admission, il doit exister une très forte contraction par suite des angles vifs des arrêtes de la table de distribution ; les frottements de la vapeur contre les parois des conduits ne peuvent être bien considérables ; d'ailleurs le travail de ces frottements se trouve, en grande partie, sous forme de chaleur, dans AU_0.

ments et chocs reduiront $Q_t = 0^{cal.},074$ à la moitié ou au tiers, si ce n'est à moins encore, et nous croyons que dans les machines à enveloppe, qui ne marchent pas à une très grande vitesse, on peut négliger la puissance vive de la vapeur ; dans les machines sans chemise de vapeur, dans lesquelles il se condense parfois une grande proportion de vapeur, et où l'on constate souvent une différence très notable entre p'' et p_0, $AM \frac{\omega^2}{2g}$ peut être négligé également.

Quoi qu'il en soit, et toutes corrections faites, l'équation (II) devient :

$$M_0 q_0 + m_{v_0} \rho_0 + m_c (\lambda'' - q_0) - Q_z - Q_a + Q_{v_p} + AM_0 \frac{\omega^2}{2g} = M \lambda'' - n_0'' r'' + b_0 - AF_0 \quad (II)^{bis}$$

Nous n'avons pu, faute de renseignements, déterminer $-Q_a$, (page 39), ou la chaleur qui a passé de l'enveloppe dans le petit cylindre ; ainsi que nous l'avons dit, Q_a ne doit pas être bien considérable, puisque les condensations ne le sont pas non plus, mais Q_a est certainement plus grand que Q_{v_p} et $A M_0 \frac{\omega^2}{2g}$ réunis ; en négligeant les 3 derniers termes du premier membre, les valeurs expérimentales de l'essai du 21-22 juin 1877 doivent satisfaire à l'équation simplifiée :

$$M_0 q_0 + m_{v_c} \rho_0 + m_c (\lambda'' - q_0) - Q_z = M_0 \lambda'' - n_0'' r'' + b_0 - AF_0$$

dans laquelle le premier membre est certainement un maximum.

En introduisant toutes les valeurs déterminées plus haut, pages 36, 41, nous arrivons à :

$$439^{cal},165 - 19^{cal},285 = 440^{cal},901$$

$$419^{cal},880 = 440^{cal},901$$

et la différence $D = 1^{cal.},736$ page 31, devient ici :

$$D = 440^{cal},901 - 419^{cal},880 = 21^{cal},021$$

donc le piston ne peut être étanche.

Nous pourrions, ainsi que l'auteur de ces essais l'a fait souvent, comparer la différence $D = 21^{cal.},021$, à la chaleur totale fournie par la chaudière ou $M\lambda$, et établir l'erreur relative suivante :

$$\frac{D}{M\lambda} = \frac{21,021}{532,527} = 3\,\%,95$$

qui peut paraître assez faible.

Mais, il ne s'agit pas ici de savoir quelle fraction, plus ou moins grande, peut représenter D par rapport à un terme de comparaison plus ou moins rationnel; tout au contraire, il s'agit de justifier un déficit de $21^{cal.},021$ dans le petit cylindre, car une pareille perte ne peut être négligée ou écartée par une fin de non-recevoir, parce que D ne forme que 1, 2, 3 ou 4 % de la chaleur totale disponible dans les chaudières.

Cette perte considérable de $21^{cal},021$ ne peut être justifiée que par des fuites de vapeur par le petit piston pendant l'admission.

Nous déterminerons ces fuites F_1, par l'équation suivante que nous avons donnée dans notre mémoire sur la détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique, ou :

$$F_1 = \frac{M_0(\lambda'' - 2q_0) - 2m_{v_0}\rho_0 - D + \sqrt{(M_0(\lambda'' - q_0) - 2m_{v_0}\rho_0 - D)^2 + 4M_0 D(\lambda'' - 2q_0)}}{2(\lambda'' - q_0)}$$

$$F_1 = \frac{269,7503 - 613,966 - 21,021 + \sqrt{(-365.2367)^2 + 22681,6697634}}{2 \times 366,409}$$

$$F_1 = \frac{29,8323}{732,818} = 0^{kgr},040709 \text{ de perte de vapeur et d'eau}$$

pendant l'admission, ou :

$$\frac{F_1}{M_0} = \frac{0,040709}{0,7362} = 5\,\%,53 \text{ de la consommation } M_0.$$

Avant d'aller plus loin, nous tenons à rappeler que $F_1 = 0^{kgr.},040709$, déduit de $D = 21^{cal}021$, est sans doute un minimum, car D résulte

de l'équation (II)[bis] dans laquelle le terme inconnu Q_a a dû être négligé.

Disons encore que les effets produits par les fuites F_1 sont exprimées, ainsi que nous le montrerons dans une publication prochaine, par l'équation du 2e degré :

$$D = F_1 \left(q_0 + 2 \frac{m_{v0}}{M_0 - F_1} \rho_0 - (\lambda'' - q_0) \right)$$

qui nous a conduit à la valeur de F_1, calculée au moyen de l'équation plus haut.

L'expression de D, dans la dernière équation, est la somme des produits de F_1, par les trois termes de la parenthèse ; et les trois produits partiels représentent les corrections qu'il faut apporter à $M_0\, q_0 + m_{v0}\, \rho_0$ et à $m_c\, (\lambda'' - q_0)$ du premier membre de l'équation (II)[bis], pour corriger l'influence des fuites ; ce renseignement, en attendant une nouvelle publication, suffira sans doute au lecteur, pour se rendre compte de l'équation qui nous a permis de calculer les fuites F_1 (1).

Reportons-nous maintenant aux condensations contre les parois du petit cylindre, page 31, ou à :

$$m_c = M_0 - n_0'' - m_{v0} = 0^{kgr},053639.$$

Avec le minimum $F_1 = 0^{kgr},040709$, ces condensations seront évidemment ramenées à :

$$m_c = M_0 - F_1 - n_0'' - m_{v0} = 0^{kgr},053639 - 0^{kgr},040709 = 0^{kgr},012930,$$

au lieu de $m_c = 0^{kgr},0856$, chiffre adopté dans le bulletin de la Société Industrielle de Mulhouse.

Négliger D ou les fuites F_1 revient, en définitive, à prendre les fuites par le piston, pour des condensations dans le cylindre.

(1) Il n'est pas tenu compte de la correction relative à AF_0 ; elle est très faible, et il est à peu près impossible de lui assigner la vraie valeur ; voir la note de la page 37, plus haut.

Le maximum $m_c = 0^{kgr.},01293$ est très faible et pour peu que $-$ Q$_e$ s'élève à quelques calories, les condensations dans le petit cylindre deviendront nulles ; nous ne croyons pourtant pas que ces condensations soient absolument nulles, mais elles sont certainement moindres que $m_c = 0^{kgr.},01293$, et surtout beaucoup plus faibles que celles qui ont été adoptées dans le bulletin cité. Il y a, ainsi que nous l'avons déjà fait ressortir plus haut, une relation entre les condensations et la chaleur Q$_a$, cédée par la vapeur de l'enveloppe aux parois du petit cylindre ; la même cause qui fait précipiter la vapeur provoque le passage de la chaleur de l'enveloppe dans les parois du cylindre. Plus les condensations sont abondantes, et plus doit être grande la quantité de chaleur cédée. L'auteur de ces essais, en admettant une condensation de $0^{kgr.},0856$, ce qui correspond à une cession d'environ $43^{cal},40$, pouvait s'attendre à un passage de calorique de l'enveloppe au cylindre ; mais il ne s'est pas préoccupé de cette question et n'a pas cherché à déterminer Q$_a$; il a supposé que $m_e' r_0' - a = 33^{cal}211$ a passé tout entier dans le grand cylindre et dans une faible partie du petit, c'est-à-dire dans celle qui correspond à la détente dans le petit cylindre.

Pour résumer notre manière de voir au sujet de m_c et de Q$_a$, nous dirons : Si le cylindre est assez froid pour provoquer une condensation abondante de $m_c = 0^{kgr.}0856$ de vapeur, qui se trouve pourtant à une température peu différente de celle du cylindre, le cylindre est plus froid encore par rapport à la vapeur de l'enveloppe, dans laquelle existe une température un peu supérieure à celle qui règne dans la boîte à tiroir, ce qui provoquera le passage d'une petite quantité de chaleur Q$_a$.

Une erreur sur m_c peut paraître négligeable, mais il ne faut pas oublier que m_c est multiplié par un très grand nombre, $(\lambda'' - q_0)$, qui dépasse généralement 500.

Les fuites $F_1 = 0^{kgr.}040709$, par le petit piston, pendant l'admission, soit 5 %, 53 de la dépense de vapeur et d'eau, $M_0 = 0^{kgr.}7362$, n'ont rien d'exagéré ; à l'inspection des deux diagrammes, Planches II et III du bulletin de la société industrielle de Mulhonse, je les croyais même plus considérables, et ceci nous ramène aux dia-

grammes que nous avons relevés sur une machine de MM. N. Schlumberger à Guebwiller.

Si les séries de 3 courbes ont été prises, comme il est dit, page 10, plus haut, c'est précisément pour s'assurer de l'étanchéité d'un piston qui avait donné lieu à quelques embarras (1). Nous ne reviendrons plus à ce qui a été dit au sujet des diagrammes du petit cylindre, mais nous complèterons ce qui concerne les diagrammes relevés sur la boîte de distribution et le tuyau de communication entre cette boîte et l'enveloppe.

Considérons une machine de Woolf à enveloppe ; supposons que le piston soit parfaitement étanche et que les condensations dans l'intérieur du cylindre ne soient pas bien considérables ; dans cette hypothèse, un indicateur de Watt, installé sur la boîte à tiroir ou le tuyau de communication, tracerait une ligne sensiblement horizontale, pour la course descendante du piston, et une autre ligne également horizontale, pour la course ascendante, sauf une petite dépression correspondante aux environs du milieu de la course du piston et qui provient de la perte de charge exigée par l'écoulement de la vapeur ; si les conditions de la distribution sont les mêmes pour ces deux courses consécutives du piston, les deux lignes, ainsi tracées par le crayon de l'indicateur, doivent se superposer, en rabattant l'une de ces lignes autour de l'ordonnée du milieu, ou y_{11} ; la base des diagrammes étant partagée en 20 parties égales.

Or, dans les courbes prises sur la machine de MM. N. Schlumberger et Cie, le rabattement de l'une des branches de la courbe ne coïncidait pas avec l'autre ; l'écart accusait une perte de charge d'environ 2/3 d'atmosphère pour les deux coups de piston consécutifs (descendant et ascendant), aussi bien pour les diagrammes pris sur la boîte de distribution, que pour ceux qui ont été relevés sur le tuyau de communication.

En présence d'un pareil résultat, il n'y avait plus de doute possible

(1) Nous avons déjà parlé de ces diagrammes, il y a plus de 10 ans ; voir le bulletin de la Société industrielle du Nord de la France, à Lille, Mars 1874, page 159.

au sujet de l'étanchéité de ce piston ; on le démonta et on s'aperçut immédiatement que l'un des trous filetés de son plateau passait d'outre en outre de l'épaisseur, sauf une petite pellicule de fonte adhérente à une portion des bords du trou. Nous parlons ici des trous du plateau dans lesquels on engage les vis ou tire-fonds pour démonter le piston. L'intérieur du piston communiquait donc librement avec le volume du cylindre.

Ainsi, en dehors des fuites ordinaires et propres au piston, les fuites supplémentaires, occasionnées par un trou d'environ 20 mm. de diamètre, correspondaient à une perte de pression de 2/3 d'atmosphère.

Avec le piston de rechange, par lequel le piston défectueux a été remplacé, les courbes, prises sur la boîte de distribution et le tuyau de communication, coïncidaient sensiblement, après rabattement autour de l'ordonnée y_{11} ; mais elles présentaient une dépression analogue à celle que montre le diagramme du petit cylindre, vers le milieu de la course.

Reportons-nous maintenant aux diagrammes des Planches II et III du bulletin de la société industrielle de Mulhouse, Avril, Mai, et Juin 1878 ; nous voyons que la pression dans le petit cylindre baisse, depuis l'origine de la course jusqu'au commencement de la détente, et qu'elle ne montre même aucune tendance à se relever vers la fin de l'admission, alors que la vitesse du piston est cependant bien plus faible qu'à l'ordonnée y_{11}. Ce n'est donc pas à la vitesse du piston, et non plus aux faibles condensations dans le cylindre que cet abaissement notable de pression peut être attribué, et l'on peut dire, à l'inspection seule de ces diagrammes, que le piston n'est pas étanche.

On peut même se rendre compte, d'une manière assez approximative, de l'effet que peuvent produire les fuites $F_1 = 0^{kgr.},040709$, soit 5 % 53 de la dépense M_0 ; enlever, en une seule fois, cette quantité de vapeur à la fin de l'admission, au lieu de la laisser s'écouler par les interstices du piston, pendant les 9/10 de la course, reviendrait, à peu près, à une détente supplémentaire, pendant les 5 $^1/_2$ % ou 1 $^1/_2$ vingtième de la course. On peut voir sur le dia-

gramme de la Planche III du bulletin cité, qu'une pareille expansion produit un abaissement de pression sensible, de l'ordonnée y_{19} à $y_{20\,1/2}$.

Nous pourrions maintenant passer aux fuites F_2 , par le grand piston ; cotte question exigerait de longs calculs, pour lesquels nous aurions besoin d'un grand nombre de valeurs qui ne sont pas données directement dans le bulletin de la Société industrielle de Mulhouse; à la rigueur, certaines valeurs pourraient être déduites des diagrammes ; mais nous laisserons cette question assez compliquée ; les fuites par le grand piston modifieraient profondément les conclusions de la discussion de l'auteur de ces essais, tout comme les fuites par le petit piston, les condensations dans le petit cylindre et l'eau entraînée modifient celles que nous avons examinées jusqu'à présent.

Nous ne nous occupons donc que du refroidissement par l'échappement dans le condenseur ou R_e.

REFROIDISSEMENT PAR L'ÉCHAPPEMENT OU R_e.

Au point auquel je suis arrivé, je n'ai pas besoin d'insister pour démontrer que les valeurs de R_e, données dans le bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, ne peuvent présenter aucune garantie d'exactitude, et que, par suite, je n'attache aucune importance aux vérifications faites sur cette quantité ; je me bornerai à apporter une autre de ces vérifications, qui ne sera pas plus concluante que les autres, si l'on néglige les corrections voulues. Mais elle aura l'avantage de faire ressortir que des groupements de chiffres, qui ne supportent pas un contrôle sérieux, peuvent conduire néanmoins à des approximations acceptables, en y mettant beaucoup de bonne volonté. Toutefois, nous trouverons, avec les chiffres mêmes de l'auteur de ces essais, une valeur de R_e qui diffère notablement de celles qu'il a données.

Nous avons établi dans deux autres publications (1) sous le N° (VII) une équation nouvelle :

$$M\lambda'' - n''r'' = A\,U_N + A\,F_{abs} + a - b + R_e \qquad (VII).$$

elle est déduite de deux autres, (IV) et (V); elle donne même la valeur de R_e, par des calculs beaucoup plus simples que ceux qu'exigent les formules connues.

Cette formule (VII) s'applique à une machine sans enveloppe, dans laquelle la vapeur, qui reste dans les conduits d'échappement, est négligée. Nous devons donc la modifier, en commençant par modifier (IV) et (V) dont elle dérive.

Notre équation $(V)^{bis}$:

$$M_0\lambda'' - n''r'' = (M'-M)(\theta_n-\theta_0) + M_0\theta_n + M'\varepsilon - A(M'-M)\frac{p_a - p'_c}{\Delta} + AF_i + \Sigma N - m_e'r_0' \quad (V)^{bis}$$

est déjà toute disposée en vue d'une machine à enveloppe.

Pour tenir compte, dans l'équation (IV), de la vapeur qui reste, à la fin de l'échappement, dans les espaces nuisibles du grand cylindre, il suffira de retrancher de $A\,U_N$ la chaleur interne de cette vapeur non expulsée ; si nous désignons le poids de cette vapeur par m_{v_p}, par t_{c_1} sa température, nous aurons :

$$AU_N - m_{v_p}(q_{c_1} + p_{c_1}) + AF_c - a_1 + b_1 + R_e = (M'-M)(\theta_n-\theta_0) + M_0\theta_n + M'\varepsilon - A(M'-M)\frac{p_a - p'_c}{\Delta} \quad (IV)^{bis}$$

En retranchons $(IV)^{bis}$ de $(V)^{bis}$, il vient, après réduction :

$$M_0\lambda'' - n_0''r'' = A\,U_N - m_{v_p}(q_{c_1} + p_{c_1}) + AF_{abs} + a - b - B - m_e'r_0' + R_e. \quad (VII)^{bis}$$

C'est notre équation (VII) modifiée ; elle donne :

$$R_e = M_0\lambda'' - n''r'' - A\,U_N + m_{v_p}(q_{c_1} + p_{c_1}) - AF_{abs} - a + b + B + m_e'r_0'.$$

(1) Voir l'ouvrage sur le degré d'exactitude des données d'observation d'un essai de machine à vapeur, réponse à M. Hirn, et le mémoire sur la détermination de l'eau entraînee par une méthode thermométrique, page 54.

Nous ne voulons pas faire intervenir, ici, l'influence des fuites de vapeur F_1 et F_2, par le petit et le grand piston, mais nous opérerons comme l'auteur de ces essais l'eût fait lui-même s'il avait connu l'équation précédente, c'est-à-dire que nous emploierons exactement les valeurs telles qu'elles sont indiquées dans le bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, mais en négligeant toutes les quantités dont il n'a pas été tenu compte ; nous conserverons, toutefois, la trace de ces dernières, en les représentant par zéro ; quant à $M_0\lambda'' - n_0''r''$, qui ne figure pas dans le bulletin cité, cette valeur a été suffisamment discutée et vérifiée plus haut ; nous trouvons ainsi, en respectant même l'erreur de calcul signalée page 25 :

$$R_e = 479{,}522 - 10{,}319 - 432.15 + 15{,}13 - 70{,}80 - 7 + 0 + 0 + 36{,}63$$

$$R_e = 11^{cal},013$$

au lieu de $R_e = 6^{cal.},65$ et $R_e = 9^{cal.},44$, valeurs calculées par l'auteur de ces essais.

On peut affirmer, dans les conditions ci-dessus, que $R_e = 11^{cal.},013$ est un maximum, car les fuites F_2, par le grand piston, tendent à diminuer R_e.

Ainsi, nous avons trois valeurs fort différentes pour le refroidissement par l'échappement :

$$R_e = 11^{cal},013, \quad R_e = 9^{cal},44 (1) \text{ et } R_e = 6^{cal},65 (1)$$

Il est inutile de dire que la première ne vaut pas plus que les deux autres ; pourtant, on ne peut admettre que les valeurs expérimentales de l'essai soient fausses, au point de conduire à une erreur de $11^{cal.},013 - 6^{cal.},65 = 4^{cal.},363$.

Cette erreur, comme d'autres qui seront signalées, provient de ce qu'il n'a pas été tenu compte de bien des corrections, et surtout

(1) Dans le compte-rendu de ces essais, on ne considère que $m_{v_p}\,\rho_{c_1}$ au lieu de $m_{v_p}(q_{c_1} + \rho_{c_1})$; il y a là une petite erreur. D'autres erreurs doivent être signalées, notamment celles qui concernent AF_δ et $m_0\,r_e$; voir pages 259 et 264 du bulletin cité ; puis il y aurait beaucoup à dire au sujet de A $(U_K - U_0)$.

des fuites par le petit et le grand piston; tant que l'on néglige les corrections qu'il faut apporter aux équations, toutes ces vérifications et d'autres n'ont aucune valeur.

Mais si l'on fait intervenir toutes les corrections voulues, l'on arrivera à des vérifications et contrôles sérieux, en opérant comme suit :

On éliminera R_e et AU_n entre les équations (III) (1) et (IV) corrigées; l'on obtiendra ainsi une équation qui conduit aux fuites F_2, pendant la détente dans le petit et le grand cylindre, en fonction des fuites F_1, pendant l'admission dans le petit; en introduisant la valeur connue de F_2 dans (III) et (IV), ces deux équations donneront identiquement la valeur même pour R_e, et il restera l'équation (VII) pour contrôler le refroidissement au condenseur.

VÉRIFICATION D'ESSAIS INCOMPLETS.

J'ai été arrêté, pendant quelque temps, dans mes vérifications des essais incomplets que je discute ici. J'ai eu l'idée de les discuter par de nouvelles équations.

Considérons l'équation complète de l'eau entraînée, disposée en vue d'une machine à enveloppe; c'est notre équation $(V)^{bis}$, plus haut :

$$M_0 \lambda'' - n_0'' r'' = (M' - M)(\theta_n - \theta_0) + M_0 \theta_n + M' \varepsilon - A(M' - M)\frac{p_a - p'_c}{\Delta} + AF_1 + \Sigma N - m'_e r'_0 \ldots \quad (V)^{bis}$$

Éliminons $M_0 \lambda'' - n_0'' r''$, en exprimant cette quantité en fonction de $AU_0 + m_c(\lambda'' - q_0)$, tiré de l'équation $(II)^{bis}$.

$$M_0 \lambda'' - n_0'' r'' = AU_0 + m_c(\lambda'' - q_0) - Q_x + D - b_0 + AF_0$$

(1) Voir notre étude sur le Degré d'Exactitude des donnée d'observation d'un essai de Machine à vapeur; réponse à M. Hirn.

Il vient ainsi :

$$A\,U_0 + m_c(\lambda'' - q_0) - Q_x + D = (M' - M)(\theta_n - \theta_0) + M\,\theta_n + M'\iota - A(M' - M)\frac{p_a - p'_c}{\Delta}$$
$$+ AF_1 - AF_0 + a + a_1 - b_\delta - B - b_1 - m'_e\,r''_0 \ldots \quad (\text{VIII})^{\text{bis}}$$

C'est encore une équation que l'on peut écrire sans démonstration ; nous y avons négligé les trois termes $- Q_a + Q_{\tau_p} + AM_0\frac{\omega^2}{2g}$ (voir l'éq. $(\text{II})^{\text{bis}}$, page 45). Dans cette même équation $(\text{VIII})^{\text{bis}}$, b_δ représente la chaleur rendue par le frottement du petit piston pendant la détente (voir p. 15). Si nous remplaçons les termes algébriques par les quantités numériques de l'essai des 21-22 juin 1877, telles qu'elles sont données dans le bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, et si nous représentons, comme tout à l'heure, par 0, les termes négligés par l'auteur de cet essai, l'équation $(\text{VIII})^{\text{bis}}$ conduit à :

$$415{,}57 + 43{,}40 - 0 + 0 = 419{,}57 + 21{,}42 + 0 - 0 + 56{,}27 - 28{,}57 + 7 + 0 - 0 - 0 - 0 - 36{,}63$$

$$458^{\text{cal}},97 = 439^{\text{cal}},06$$

L'erreur s'élève à 458,97 — 439,06 = $19^{\text{cal}},91$.

Un expérimentateur consciencieux n'admettra jamais un pareil résultat ; il est facile de voir, même abstraction faite des termes que l'auteur a négligés, que la contradiction vient surtout de l'exagération des condensations dans le petit cylindre et probablement aussi de $A\,F_0$.

La discussion de notre équation $(\text{VIII})^{\text{bis}}$ établit, très clairement, que les valeurs expérimentales, prises dans le bulletin cité, ne supportent pas un examen sérieux, quand on ne tient pas compte de certaines corrections.

L'équation $(\text{VIII})^{\text{bis}}$ permet donc de serrer de près les sept essais discutés dans le bulletin d'Avril, Mai et Juin 1878 de la Société industrielle de Mulhouse, et même tout autre essai incomplet dans lequel les pressions p et p'', dans les chaudières ou les boîtes de

distribution, n'ont pas été observées. Nous avons vérifié de la même manière tous ces essais, et voici les résultats obtenus :

DATES des ESSAIS.	VALEURS NUMÉRIQUES du 1er membre. de l'Équation (VIII)bis	du 2e membre. de l'Équation (VIII)bis	ERREURS.
	Cal.	Cal.	Cal.
21-22 Septembre 1876...	338,07	327,88	+ 10,19
20-21 Juin » ...	461,16	446,61	+ 14,55
24-25 Octobre » ...	514,01	497,27	+ 16,74
17-18 Octobre » ...	642,92	634,18	+ 8,74
	Cal.	Cal.	Cal.
12-13 Juin 1877...	345,82	328,18	+ 17,64
21-22 Juin » ...	458,97	439,06	+ 19,91
4-5 Juillet » ...	591,04	558,46	+ 32,58

Les erreurs des essais de 1877 sont plus considérables que celles des essais de 1876. Cela tient à l'influence de la compression qui est beaucoup plus faible dans les expériences de 1876.

Les contradictions que nous venons de constater ne seront admises par aucun Ingénieur. Elles proviennent, à mon avis, de l'exagération des condensations dans le petit cylindre, des fuites par le petit piston qui ont été prises pour de la vapeur condensée, de l'influence des espaces nuisibles, etc. Il est vrai que certains termes ont été négligés, mais nous ne pouvons et ne devons pas en tenir compte, parce que l'auteur n'en a pas tenu compte lui-même. Peu importe d'où proviennent les contradictions que nous venons de signaler. Toutes les conclusions que l'on voudra tirer d'équations incomplètes ou de données d'observation non-contrôlées ne peuvent avoir de valeur.

Je pourrais étendre ces vérifications et examiner ce que devien-

nent les essais incomplets sur la machine du Logelbach, quand on les soumet à des vérifications basées sur les équations (II)^{bis} que j'ai données dans le mémoire sur la détermination de l'eau entraînée par une méthode thermométrique. On pourra également faire intervenir l'équation (VIII)^{bis}, et d'autres encore qu'il est facile d'établir. Pour tous ces essais, je constaterais ou bien que le piston n'est pas étanche ou que l'eau entraînée est loin de répondre aux équations de contrôle; pour quelques-uns, j'aurais même à relever de très sérieuses contradictions; mais, pour le moment, je ne pousserai pas plus loin cette étude très ingrate, et je résumerai, sans détour, l'impression qui me reste de ces longues recherches.

Les sept essais sur la machine de Woolf, discutés dans le bulletin de la Société industrielle de Mulhouse, ont non-seulement occasionné de grandes dépenses en argent, mais ils ont obligé feu Hallauer à surmonter des fatigues extraordinaires et à se livrer à un travail colossal; on ne peut que regretter une somme de travail aussi considérable. Des essais aussi importants ne seront peut être pas repris avant 50 ans, et pourtant les conclusions auxquelles est arrivé l'auteur de ces expériences ne peuvent faire autorité dans la science. Il faut espérer que les documents manuscrits, laissés par Hallauer, auront été recueillis et classés avec soin, et que la publication prochaine de tous les éléments de ces longs essais permettra d'entreprendre une discussion approfondie et complète de la Théorie de l'enveloppe.

Cette théorie, je la résumerai en quelques mots :

La vapeur de l'enveloppe, en maintenant les parois internes du petit cylindre à une température très voisine de celle de la vapeur qui vient de la boîte de distribution, empêche à peu près complètement les condensations dans le petit cylindre; il en est de même, à plus forte raison, dans le grand cylindre. Le peu de vapeur qui peut, momentanément, se condenser est rapidement réévaporée, et le refroidissement R_e, par l'échappement, est nul; c'est ce que m'ont démontré, pour l'essai des 21-22 juin 1877, quelques calculs sur les corrections, exigées par les fuites de vapeur F_2, par le grand piston.

L'échauffement des parois du petit cylindre, et l'absence à peu près complète de condensations contre ses parois, ont pour effet d'empêcher la forte chute de pression et de température entre la

boîte de distribution et l'intérieur du cylindre pendant toute la durée de l'admission.

Dans nos deux anciens essais, des 25 août et 30 septembre 1870, sur la machine *sans enveloppe* du Logelbach, nous avons constaté une chute de pression $p'' - p_0$, d'environ 1 atmosphère, entre la boîte à tiroir et l'intérieur du cylindre, à la fin de l'admission.

Une plus grande pression p_0 augmente le travail indiqué, et les faibles condensations diminuent la consommation de vapeur.

Il s'agit donc de savoir si l'augmentation de pression et de travail ne coûte pas plus cher que la chaleur $m'_e\ r_0'$, cédée par la vapeur de l'enveloppe.

Dans une publication prochaine, nous examinerons cette question et nous calculerons l'augmentation de pression qui résulte de la compression, de la chaleur fournie par l'enveloppe, et de la suppression des fuites F_1 par le petit piston.

Paris, 30 Septembre 1884.

Lille imp. L. Danel.

TEUR.

eur; 1[re] partie,
...... 5 Frs.

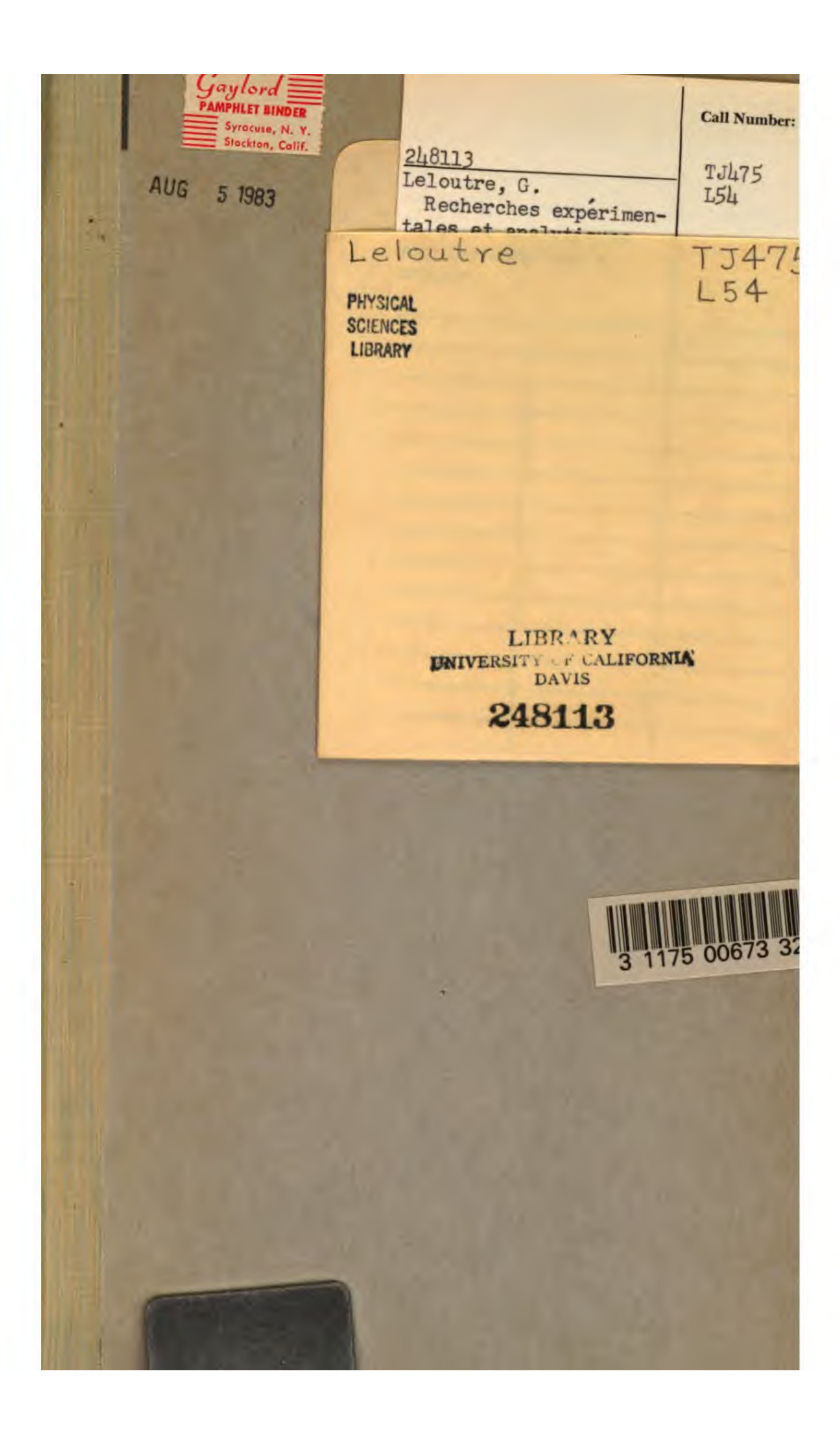
achines
Univer-
.... 4 »

achines
par une
.... 4 »

métalli-
cité, la
roies et
prix de
.... 14 »

achines
données
apeur;
...... 1 50

achines
à vapeur — Etude des échanges de chaleur dans les espaces nuisibles, et détermination d'un coefficient expérimental pour la future théorie de la machine à vapeur.


Gaylord
PAMPHLET BINDER
Syracuse, N. Y.
Stockton, Calif.
AUG 5 1983
248113
Leloutre, G.
Recherches expérimen-
Call Number:
TJ475
L54
Leloutre
TJ47
L54
PHYSICAL
SCIENCES
LIBRARY
LIBRARY
UNIVERSITY OF CALIFORNIA
DAVIS
248113
3 1175 00673 3


PHY
SCIE
LIB